



INOVACE KONSTRUKCE GOLFOVÉHO VOZÍKU ZA ÚČELEM ZLEPŠENÍ JÍZDNÍHO KOMFORTU ŘIDIČE

Diplomová práce

Studijní program: N2301 - Strojní inženýrství
Studijní obor: 3909T010 - Inovační inženýrství
Autor práce: **Bc. Radka Jírová**
Vedoucí práce: prof. Ing. Lubomír Pešík, CSc.
Konzultant práce: Roman Svoboda



Prohlášení

Byla jsem seznámena s tím, že na mou diplomovou práci se plně vztahuje Zákon č. 121/2000 Sb. o právu autorském, zejména § 60 – školní dílo.

Beru na vědomí, že Technická univerzita v Liberci (TUL) nezasahuje do mých autorských práv užitím mé diplomové práce pro vnitřní potřebu TUL.

Užiji-li diplomovou práci nebo poskytnu-li licenci k jejímu využití, jsem si vědoma povinnosti informovat o této skutečnosti TUL; v tomto případě má TUL právo ode mne požadovat úhradu nákladů, které vynaložila na vytvoření díla, až do jejich skutečné výše.

Diplomovou práci jsem vypracovala samostatně s použitím uvedené literatury a na základě konzultací s vedoucím diplomové práce a konzultantem.

Současně čestně prohlašuji, že tištěná verze práce se shoduje s elektronickou verzí, vloženou do IS STAG.

Datum:

Podpis:

Poděkování

Děkuji vedoucímu práce, prof. Ing. Lubomíru Pešíkovi, CSc., za odborné vedení, věcné a vstřícné konzultace během vypracování této práce. Dále děkuji svému konzultantovi, Romanu Svobodovi, za praktické rady a poskytnutí golfového vozíku za účelem ověření vlastností funkčního prototypu jako jednoho z výsledků této práce.

Abstrakt

Předkládaná diplomová práce se zabývá problematikou minimalizace škodlivých účinků vibrací přenášených na člověka a zaměřuje se na zlepšení jízdního komfortu osob přepravovaných na golfovém vozíku s elektrickým pohonem. Východiskem konstrukčního řešení přídatného vibroizolačního zařízení bylo měření hodnot kinematických veličin kmitání sedadla v reálných podmínkách a laboratorní zjištění dynamických parametrů soustavy. Na základě získaných poznatků byl sestaven výpočtový model a byla provedena optimalizace dynamických parametrů. Zvláštní význam pro účinnou vibroizolaci má odpružení sedadla vůči rámu golfového vozíku a zvýšení jeho setrvačné hmoty, což bylo docíleno spojením s bateriemi elektrického pohonu. Toto inovativní konstrukční řešení je předmětem přihlášky vynálezu a v diplomové práci bylo realizováno v podobě funkčního prototypu, na kterém byla v reálných podmínkách prokázána vysoká účinnost vibroizolace sedadla.

Klíčová slova

Vibroizolace, sedadlo golfového vozíku, odpružení sedadla, minimalizace vibrací, jízdní komfort

Abstract

The diploma thesis deals with the issue of minimizing the harmful effects of vibration, which is transmitted to human body. The diploma thesis focuses on improving the driving comfort of transported persons on an electric golf cart. The designed solution of an additional vibroisolation device comes from measurement in real conditions of kinematic values of the vibration on seat and from experimental laboratory measurement of dynamic parameters of the system. Based on acquired data, the mathematical model of the system was made and dynamic parameters were optimized. Suspension of seat against the golf cart frame and increase of its inertia is essential for effective vibration isolation, which was achieved by connecting electric drive batteries to the seat. This innovative designed solution is subject of invention application and in the diploma thesis a functional prototype was made and its effective vibration isolation was proved in real conditions.

Keywords

Vibration Isolation, Golf Cart Seat, Suspension Seat, Minimization of Vibration, Driving Comfort

Obsah

Seznam symbolů.....	8
1 Průzkum trhu a identifikace inovačních příležitostí	14
1.1 Golfový vozík Club Car Precedent i2.....	14
1.2 Konkurenční golfové vozíky a vynálezy	16
1.3 Inovační příležitosti a inovační záměr	16
2 Analýza současného stavu	18
2.1 Posouzení účinků vibrací na pohodlí sedící osoby	18
2.2 Identifikace dynamických parametrů golfového vozíku	20
2.2.1 Hmotnosti vybraných částí	21
2.2.2 Tuhost odpružení podvozku	21
2.2.3 Vlastní frekvence vozíku, tuhost a tlumení podvozku	23
3 Identifikace zákaznických potřeb	26
4 Návrh konstrukčních variant.....	28
4.1 Konstrukční varianty	29
4.2 Porovnání konstrukčních variant	31
4.2.1 Konstrukční varianta 1	31
4.2.2 Konstrukční varianta 2	32
4.2.3 Konstrukční varianta 3	34
4.2.4 Amplitudové frekvenční charakteristiky	36
4.2.5 Buzení referenční skokovou funkcí.....	38
4.3 Hodnocení konstrukčních variant	42
5 Konstrukční řešení	44
5.1 Návrh vybraných součástí	46
5.1.1 Pneumatická pružina	46
5.1.2 Ekvivalentní součinitel tlumení	50
5.1.3 Návrh ložisek.....	51
5.1.4 Návrh přídavného objemu	52
5.2 Dynamická analýza MBS	55
5.3 MKP pevnostní kontrola.....	58
6 Funkční prototyp.....	61

6.1	Vlastní frekvence sedadla	61
6.2	Posouzení účinků vibrací na pohodlí	63
7	Ekonomické zhodnocení	64
8	Závěr.....	65
	Seznam literatury	66
	Přílohy	67
A	Seznam výkresové dokumentace	67
B	Obsah přiloženého CD.....	68

Seznam symbolů

Kapitola 2

a_i [m. s ⁻²]	Efektivní hodnota zrychlení v i-tém třetinooktávovém pásmu
a_w [m. s ⁻²]	Frekvenčně vážená efektivní hodnota zrychlení
$a_w(t)$ [m. s ⁻²]	Frekvenčně vážené zrychlení jako funkce času
b_R [N. s. m ⁻¹]	Tlumení podvozku
C_{rest} [–]	Činitel výkmitu
F [N]	Zatěžující síla
f_1 [Hz]	První vlastní frekvence golfového vozíku
f_2 [Hz]	Druhá vlastní frekvence golfového vozíku
f_R [Hz]	Vlastní frekvence golfového vozíku
k_P [N. m ⁻¹]	Tuhost listových pružin
k_R [N. m ⁻¹]	Tuhost podvozku
l_1 [m]	Vzdálenost mezi zatěžující silou a snímačem polohy 1
l_2 [m]	Vzdálenost mezi zatěžující silou a snímačem polohy 2
l_3 [m]	Vzdálenost mezi zatěžující silou a snímačem polohy 3
l_4 [m]	Vzdálenost mezi zatěžující silou a snímačem polohy 4
m_B [kg]	Hmotnost baterií
m_O [kg]	Hmotnost zkušební zátěže
m_S [kg]	Hmotnost sedadla
m_V [kg]	Hmotnost golfového vozíku
T [s]	Doba trvání měření
W_i [–]	Váhový činitel i-tého třetinooktávového pásma
x_1 [m]	Posunutí na snímači polohy 1
x_2 [m]	Posunutí na snímači polohy 2
x_3 [m]	Posunutí na snímači polohy 3

x_4 [m]	Posunutí na snímači polohy 4
x_K [m]	Posunutí podvozku
x_P [m]	Posunutí podvozku vůči rámu v působišti síly
x_R [m]	Posunutí rámu v působišti zatěžující síly, výchylka rámu
Ω_R [rad. s ⁻¹]	Vlastní kruhová frekvence tlumených kmitů
Kapitola 4	
a [m]	Výška a šířka referenční nerovnosti
b_B [N. s. m ⁻¹]	Součinitel tlumení mezi rámem a baterií
\mathbf{B} [N. m ⁻¹]	Matice tlumení
b_R [N. s. m ⁻¹]	Tlumení podvozku
b_{relB} [—]	Relativní součinitel tlumení mezi rámem a baterií
b_{relS} [—]	Relativní součinitel tlumení mezi rámem a sedadlem, relativní součinitel tlumení mezi baterií a sedadlem
b_{relSB} [—]	Relativní součinitel tlumení mezi rámem a sedadlem s baterií
b_S [N. s. m ⁻¹]	Součinitel tlumení mezi rámem a sedadlem, součinitel tlumení mezi baterií a sedadlem
b_{SB} [N. s. m ⁻¹]	Součinitel tlumení mezi rámem a sedadlem s baterií
f [Hz]	Frekvence kmitání
\vec{f} [N]	Vektor budící síly
F_0 [N]	Amplituda budící síly
i [—]	Imaginární jednotka
\mathbf{K} [N. m ⁻¹]	Matice tuhosti
k_B [N. m ⁻¹]	Tuhost mezi rámem a baterií
k_R [N. m ⁻¹]	Tuhost podvozku
k_S [N. m ⁻¹]	Tuhost mezi rámem a sedadlem, tuhost mezi baterií a sedadlem
k_{SB} [N. m ⁻¹]	Tuhost mezi rámem a sedadlem s baterií
\mathbf{M} [N. m ⁻¹]	Matice hmotnosti

m_B [kg]	Hmotnost baterií
m_o [kg]	Hmotnost zkušební zátěže
m_S [kg]	Hmotnost sedadla
m_V [kg]	Hmotnost golfového vozíku
n [–]	Řád matice
\vec{q} [m]	Vektor výchylek
R [m]	Poloměr kola golfového vozíku
s_{ij}, s_{kj} [–]	Prvky matice párových srovnání
t_1, t_2, t_3 [s]	Časy přejezdu nerovnosti
u [m]	Výchylka podvozku
$u(t)$ [m]	Referenční skoková funkce
u_0 [m]	Amplituda kinematického buzení
v_0 [m. s ⁻¹]	Konstantní rychlost golfového vozíku
w_i [–]	Geometrický průměr řádků matice párových srovnání
x_B [m]	Výchylka baterie
x_R [m]	Výchylka rámu
x_S [m]	Výchylka sedadla
x_{SB} [m]	Výchylka sedadla s baterií
$y_1(t), y_2(t), y_3(t)$ [m]	Vertikální dráha středu kola jako funkce času
β [rad]	Fázový úhel budící síly
γ_0 [rad]	Počáteční úhlová dráha
γ_1 [rad]	Úhlová dráha za čas t_1
ω [rad. s ⁻¹]	Kruhová frekvence kmitání, úhlová rychlost

Kapitola 5

A [N]	Axiální síla
$a_1, a_2 \dots a_7$ [–]	Koeficienty polynomu funkční závislosti efektivní plochy pneumatické pružiny na zdvihu

b [m]	Výška páky pákového mechanismu
b_e [N. s. m ⁻¹]	Ekvivalentní součinitel tlumení
c [–]	Počet těles
d [–]	Počet vazeb
D [m]	Vnitřní průměr pláště tlakové nádoby
E_B [J]	Zmařená energie třecího tlumiče a viskózního tlumiče
F_B [N]	Tlumicí síla viskózního tlumiče
F_k, F_{k1}, F_{k2} [N]	Síla od pneumatické pružiny ve statické poloze (pro jednu a dvě sedící osoby)
F_{max} [N]	Maximální síla od pneumatické pružiny
F_T [N]	Třecí síla
$F_v(z)$ [N]	Vratná síla pneumatické pružiny jako funkce zdvihu
$F_{vp}(z)$ [N]	Vratná síla pneumatické pružiny s přidavným objemem jako funkce zdvihu
g [m. s ⁻²]	Tíhové zrychlení
G, G_1, G_2 [N]	Tíhová síla (pro jednu a dvě sedící osoby)
I [°]	Počet stupňů volnosti soustavy
i_j [°]	Počet stupňů volnosti vazeb
$k(z)$ [N. m ⁻¹]	Tuhost pneumatické pružiny jako funkce zdvihu
k_1, k_2 [N. m ⁻¹]	Tuhost pneumatické pružiny ve statické poloze pro jednu a dvě sedící osoby)
K_d [–]	Korekční součinitel koutového svaru
k_n [–]	Součinitel bezpečnosti tlakové nádoby
K_p [–]	Korekční součinitel podélného svaru
l [m]	Délka páky pákového mechanismu
m_B [kg]	Hmotnost baterií
m_K [kg]	Hmotnost části konstrukce
m_O [kg]	Hmotnost zkušební zátěže

m_s [kg]	Hmotnost sedadla
n [–]	Polytropický exponent
N [N]	Normálová síla
p [Pa]	Návrhový přetlak tlakové nádoby
$p(z)$ [Pa]	Absolutní tlak vzduchu jako funkce zdvihu pneumatické pružiny
p_0, p_{01}, p_{02} [Pa]	Přetlak pružiny ve statické poloze (pro jednu a dvě sedící osoby)
P_0 [N]	Ekvivalentní statické zatížení soudečkového ložiska
p_a [Pa]	Atmosférický tlak
p_{dD} [Pa]	Maximální dovolený přetlak dna tlakové nádoby
p_{pD} [Pa]	Maximální dovolený přetlak pláště tlakové nádoby
R [N]	Radiální síla
Re [Pa]	Mez kluzu v tahu materiálu
R_m [Pa]	Mez pevnosti v tahu materiálu
R_y [N]	Reakce síly ve směru osy y
R_z [N]	Reakce síly ve směru osy z
S_{ef} [m ²]	Efektivní plocha pneumatické pružiny
$S(z)$ [m ²]	Efektivní plocha pneumatické pružiny jako funkce zdvihu
s [m]	Tloušťka stěny tlakové nádoby
s_0 [–]	Součinitel bezpečnosti při statickém zatížení soudečkového ložiska
s_d [m]	Tloušťka stěny dna tlakové nádoby
$s_{d\ min}$ [m]	Minimální tloušťka stěny dna tlakové nádoby
s_{min} [m]	Minimální tloušťka stěny tlakové nádoby
s_p [m]	Tloušťka stěny pláště tlakové nádoby
$s_{p\ min}$ [m]	Minimální tloušťka stěny pláště tlakové nádoby
T [N]	Třecí síla ve třecím vedení

$V(z)$ [m ³]	Objem pneumatické pružiny jako funkce zdvihu
V_0 [m ³]	Objem pneumatické pružiny ve statické poloze
V_n [m ³]	Objem tlakové nádoby
\dot{x} [m. s ⁻¹]	Rychlost kmitavého pohybu
x_0 [m]	Amplituda kmitavého pohybu
Y_0 [–]	Výpočtový součinitel soudečkových ložisek
z [m]	Zdvih pneumatické pružiny
z_{max} [m]	Maximální kladný zdvih pneumatické pružiny
φ [rad]	Fázový úhel kmitání
σ_D [Pa]	Dovolené napětí
ω [rad. s ⁻¹]	Kruhová frekvence kmitání

Kapitola 6

a_w [m. s ⁻²]	Frekvenčně vážená efektivní hodnota zrychlení
$Crest$ [–]	Činitel výkmitu
f_S [Hz]	Vlastní frekvence sedadla golfového vozíku
m_o [kg]	Hmotnost zkušební zátěže
V_n [m ³]	Objem tlakové nádoby

1 Průzkum trhu a identifikace inovačních příležitostí

Předmětem diplomové práce je inovovat konstrukci elektrického golfového vozíku za účelem zlepšení jízdního komfortu řidiče a další přepravované osoby. Obecně lze jízdní komfort posuzovat podle třech základních ukazatelů, kterými jsou hluk, vibrace a tepelný účinek. Tyto faktory mají přímý vliv na člověka a tím i zásadní vliv na jeho pohodlí.

V běžné praxi je možné zmiňované faktory ovlivnit různými způsoby. Základem pro minimalizaci hluku je nalezení jeho zdroje. Hluk je pak možné minimalizovat konstrukční změnou, užitím hlukové izolace nebo tlumením kmitajících součástí.

Základním zdrojem vibrací ovlivňujících jízdní komfort osob ve vozidlech jsou vibrace kol vznikající při jízdě po nerovném povrchu vozovky nebo terénu. Tyto vibrace se pak dále přenášejí přes podvozek na rám vozidla a na sedadlo a sedící osobu. Primárně užívaná minimalizace vibrací spočívá v použití pružné a tlumící vazby mezi podvozkem a rámem vozidla, vibroizolace je v tomto případě běžně doplněna o pěnové polstrování sedadel, které vykazuje jak pružné, tak i tlumící účinky. Tyto pružné a tlumící vazby však snižují vibrace pouze částečně, a proto se v celé řadě dopravních prostředků užívají k minimalizaci vibrací odpružená sedadla.

Dalším faktorem ovlivňujícím jízdní komfort jsou tepelné účinky, základními parametry ovlivňujícími tepelné pohodlí člověka jsou teplota a vlhkost okolního vzduchu, rychlost proudění vzduchu a teplota okolních ploch. Běžným způsobem ovlivnění tepelného pohodlí ve vozidle je zajištění dostatečné cirkulace vzduchu a dosažení vhodné teploty okolního vzduchu použitím klimatizačních jednotek, větráků a topných těles.

1.1 Golfový vozík Club Car Precedent i2

Předmětný elektrický golfový vozík zobrazený na *Obr. 1.1* disponuje pouze částečně základními prvky, které by mohly zajišťovat dostatečný jízdní komfort.

Z *Obr. 1.1* je patrné, že prostor pro řidiče a spolujezdce golfového vozíku není od okolních atmosférických vlivů oddělen. Rovněž z hlediska tepelného pohodlí nedisponuje žádným zařízením, které by tepelný komfort zajišťovalo. Fakt, že prostor pro řidiče a spolujezdce není oddělen od okolí, vede i ke zvýšené míře hluku, který na řidiče a spolujezdce může působit.



Obr. 1.1 Elektrický golfový vozík Club Car Precedent i2 [1]

Z hlediska snížení účinků vibrací přenášených z kol golfového vozíku na rám, na sedadlo a sedící osobu využívá elektrický golfový vozík pružnou a tlumící vazbu mezi podvozkem a rámem. Tyto vazby jsou realizovány pomocí listových pružin a hydraulických tlumičů (*Obr. 1.2*). S ohledem na to, že elektrický golfový vozík je určen pro provoz na značně nerovném terénu golfového hřiště, musí být zajištěna dostatečně velká tuhost podvozku. Tento fakt však může vést k nedostatečné minimalizaci vibrací přenášených na sedící osobu.



Obr. 1.2 Podvozek elektrického golfového vozíku Club Car Precedent i2 [1]

Z *Obr. 1.1* je rovněž patrné, že předmětný elektrický golfový vozík je opatřen jednoduchým pěnovým sedadlem. Pro zvýšení jízdního komfortu z hlediska účinků vibrací využívá golfový vozík boční opěrky vycházející z patentu [2]. Účelem patentu [2] je omezit pohyb řidiče a spolujezdce vzniklý vlivem účinků vibrací při jízdě golfovým vozíkem.

Výrobce golfových vozíků Club Car pro zvýšení komfortu sezení nabízí i ergonomicky tvarovaná pěnová sedadla. Výrobce uváděná hodnota intenzity hluku elektrického golfového vozíku je 58,9 dB.

1.2 Konkurenční golfové vozíky a vynálezy

Dalšími výrobci elektrických golfových vozíků jsou například Yamaha Golf Car, Lacern Golf Cars, Garia nebo Ez-GO. Z hlediska jízdního komfortu nabízí výrobce Yamaha a Garia golfové vozíky opatřené pružnou a tlumící vazbou mezi podvozkem a rámem realizovanou nezávislým zavěšením kol v automobilovém provedení (*Obr. 1.3*). Takové provedení pružných a tlumících vazeb může přispět ke zlepšení jízdních vlastností a tím i ke zvýšení jízdního komfortu řidiče golfového vozíku.



Obr. 1.3 Zavěšení kol Yamaha Golf Car [3]

Výrobce Garia dále nabízí ke golfovým vozíkům jako příslušenství pláštěnku proti dešti, toto řešení vyplývá z patentu [4]. Obecně uváděná hodnota intenzity hluku elektrických golfových vozíků se pohybuje okolo 59 dB.

Zlepšením jízdního komfortu řidiče a spolujezdce golfového vozíku se zabývá patent [5]. Tento vynález se zaměřuje na zajištění tepelného pohodlí užitím přídavné soustavy větráků s vlastním zdrojem k jejich pohonu.

1.3 Inovační příležitosti a inovační záměr

Z nedostatků golfových vozíků s ohledem na jízdní komfort, které byly získány z průzkumu trhu, vyplývá několik možností inovačních příležitostí. Identifikované problematické oblasti jízdního komfortu předmětného elektrického golfového vozíku je zejména nedostatečné tlumení vibrací přenášených z kol golfového vozíku na sedadlo a sedící osobu a rovněž nedostatečný tepelný komfort. Z průzkumu trhu a patentového průzkumu vyplývá, že zvýšením jízdního komfortu z hlediska tepelných účinků se již v současné době výrobci intenzivně zabývají a zákazníkům nabízejí doplňky, které tepelný komfort zvýší.

Opomíjenou oblastí však zůstává řešení intenzity vibrací přenášených na sedadlo a sedící osobu při jízdě golfového vozíku na nerovném terénu golfového hřiště. Tyto vibrace mohou mít nepříznivý vliv jak na jízdní komfort řidiče a spolujezdce, ale také mohou vykazovat negativní účinky na zdraví člověka. Na základě shora uvedených skutečností pak vyplývá inovační záměr.

Inovační záměr

Navrhněte zařízení pro elektrický golfový vozík, které minimalizuje vibrace přenášené z kol golfového vozíku na sedadlo a sedící osobu a tím zvýší jízdní komfort řidiče elektrického golfového vozíku.

Uvedený inovační záměr je pak možné aplikovat i pro elektrické golfové vozíky určené pro údržbu a catering na golfových hřištích, kdy je obsluha golfového vozíku denně vystavena uvedeným nepříznivým účinkům vibrací, které mohou mít škodlivý účinek na její zdraví.

2 Analýza současného stavu

Určený inovační záměr vychází z poznatku, že pružné a tlumící vazby mezi podvozkem a rámem stávajícího elektrického golfového vozíku neumožňují dostatečné snížení vibrací přenášených z kol golfového vozíku na sedící osobu. Tento stav je vhodné ověřit pomocí měření vibrací v reálných podmínkách při jízdě golfového vozíku po nerovném terénu golfového hřiště.

Současné, relativně tuhé, provedení pružných a tlumících vazeb je podmíněno požadavkem na stabilitu golfového vozíku při jízdě po extrémně nerovném terénu, který se vyskytuje v areálech golfových hřišť velmi často. Tato skutečnost zabraňuje účinné vibroizolaci osob přepravovaných na golfovém vozíku.

Následná analýza současného stavu zahrnuje rovněž identifikaci základních dynamických parametrů golfového vozíku jako výchozích dat pro návrh inovovaného konstrukčního řešení.

2.1 Posouzení účinků vibrací na pohodlí sedící osoby

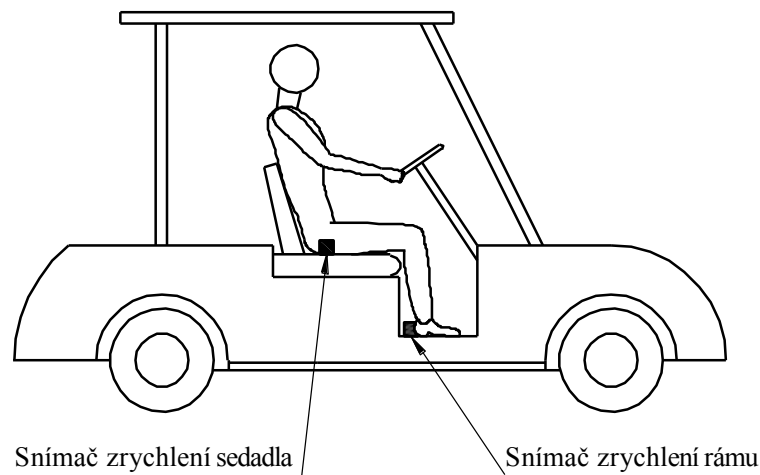
Posouzení účinků vibrací na pohodlí sedící osoby je provedeno v souladu s platnou normou [6].

Podstatou posouzení účinků vibrací je naměření časového signálu zrychlení na sedadle ve vertikálním směru při jízdě golfového vozíku po nerovném terénu golfového hřiště. Přibližná trasa jízdy je zobrazena na Obr. 2.1.



Obr. 2.1 Přibližná trasa jízdy při měření časového signálu zrychlení na sedadle

Na Obr. 2.2 je zobrazeno umístění jednotlivých snímačů zrychlení. Jako doplňující údaj byl zároveň měřen i časový průběh zrychlení na rámu golfového vozíku. Samotné měření časového průběhu zrychlení proběhlo se sedadlem zatíženým zkušební osobou o hmotnosti 53 kg.



Obr. 2.2 Umístění snímačů zrychlení sedadla a rámu golfového vozíku

Výsledkem hodnocení účinků vibrací je frekvenčně vážená efektivní hodnota zrychlení naměřeného časového signálu zrychlení, a následně porovnání této hodnoty zrychlení s tabulkou uvedenou v [6].

Základní metoda hodnocení definuje váženou efektivní hodnotu zrychlení jako

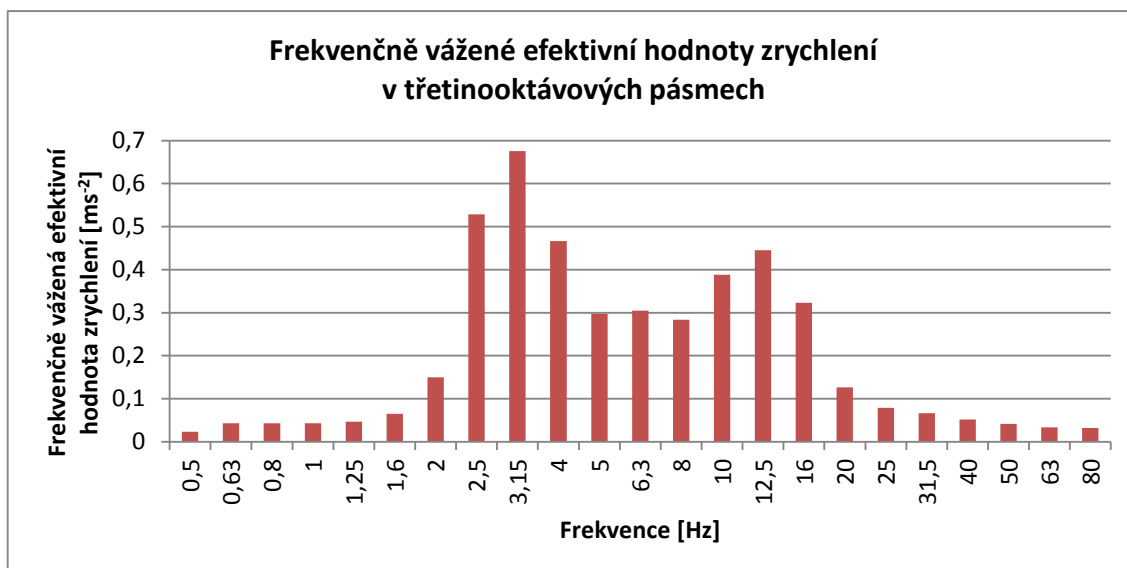
$$a_w = \left[\frac{1}{T} \int_0^T a_w^2(t) dt \right]^{\frac{1}{2}}, \quad 2.1$$

kde $a_w(t)$ je vážené zrychlení jako funkce času a T doba trvání měření.

Časový signál zrychlení sedadla lze rovněž analyzovat pomocí spektra neváženého zrychlení v třetinooktávových pásmech. Frekvenčně vážená efektivní hodnota tohoto zrychlení se pak určí podle vztahu

$$a_w = \left[\sum_i (W_i a_i)^2 \right]^{\frac{1}{2}}, \quad 2.2$$

kde W_i je váhový činitel i -tého třetinooktávového pásma uvedený v [6] a a_i efektivní hodnota zrychlení v i -tém třetinooktávovém pásmu. Frekvenčně vážené efektivní hodnoty zrychlení sedadla v třetinooktávových pásmech jsou zobrazeny na *Obr. 2.3*.



Obr. 2.3 Frekvenčně vážené efektivní hodnoty zrychlení sedadla v třetinooktávových pásmech

Uvedená základní metoda hodnocení účinků vibrací na sedící osobu je použitelná v případě, že činitel výkmitu (*Crest*) je nižší nebo rovný 9. Činitel výkmitu je definovaný jako modul poměru nejvyšší okamžité špičkové hodnoty frekvenčně váženého signálu zrychlení sedadla k jeho efektivní hodnotě.

Samotné posouzení účinků vibrací na pohodlí sedící osoby bylo provedeno v programu DEWESoft pomocí HBV (Human Body Vibration) modulu, který umožňuje automaticky analyzovat naměřený časový signál zrychlení a vyhodnotit jak frekvenčně váženou efektivní hodnotu zrychlení, tak i činitel výkmitu.

Výsledné hodnoty jsou $a_w = 1,294 \text{ m} \cdot \text{s}^{-2}$ a $Crest = 5,767$.

Podle [6] spadá zjištěná frekvenčně vážená efektivní hodnota zrychlení sedadla a_w do intervalu vibrací hodnoceného jako nepohodlné až velmi nepohodlné.

2.2 Identifikace dynamických parametrů golfového vozíku

Pro popis jednohmotové soustavy s kinematickým buzením, zjednodušeně odpovídající jízdě golfového vozíku po nerovném terénu, je třeba znát základní dynamické parametry. Jde zejména o hodnoty hmotových a případně i setrvačných veličin, parametrů tuhosti a tlumení, které se týkají odpružení podvozku golfového vozíku. S ohledem na nová konstrukční řešení je třeba znát i hmotnosti vybraných částí elektrického golfového vozíku. Hodnoty uvedených dynamických parametrů byly zjišťovány experimentálně.

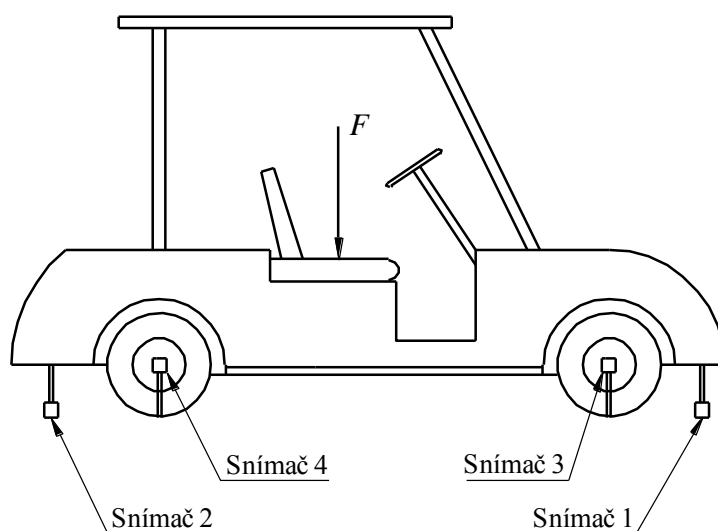
2.2.1 Hmotnosti vybraných částí

Pro popis soustavy golfového vozíku a také pro následné návrhy variant inovovaného konstrukčního řešení je třeba znát zejména celkovou hmotnost golfového vozíku, hmotnosti baterií a sedadla.

Z provedených měření byly zjištěny následující hodnoty: hmotnost golfového vozíku $m_V = 395$ kg, a hmotnost baterií $m_B = 150$ kg a hmotnost sedadla $m_S = 8$ kg.

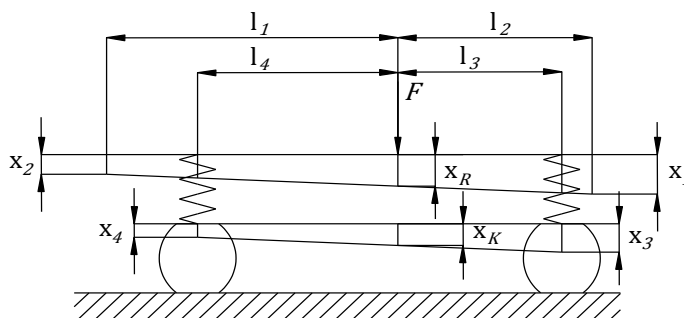
2.2.2 Tuhost odpružení podvozku

Orientační metoda zjištění tuhosti k_R podvozku vychází ze statického zatížení rámu vozíku ve vertikální rovině symetrie známou silou F za současného měření posuvu rámu. Při měření byla naměřena i tuhost listových pružin podvozku jako doplňující údaj o celé soustavě. Popis experimentu je patrný z Obr. 2.4.



Obr. 2.4 Umístění snímačů posuvu a poloha zatěžující síly F

Na Obr. 2.5 je schématické zobrazení soustavy zatížené silou F umístěné s výhodou do blízkosti střediska elasticity odpružení podvozku, kde jsou rozdíly v měřených deformacích minimální.



Obr. 2.5 Schématické zobrazení soustavy zatížené silou F

Podle Obr. 2.5 je možné tuhost podvozku vypočítat jako

$$k_R = \frac{F}{x_R}, \quad 2.3$$

kde F je zatěžující síla a x_R posunutí rámu v působišti síly.

Posunutí x_R v působišti síly se vypočte

$$x_R = x_1 - \frac{l_1}{l_1 + l_2} (x_1 - x_2), \quad 2.4$$

a kde x_1 je posunutí na snímači 1, x_2 posunutí na snímači 2, l_1 vzdálenost mezi zatěžující silou a snímačem 1 a l_2 vzdálenost mezi zatěžující silou a snímačem 2.

Tuhost listových pružin pak lze vypočítat jako

$$k_P = \frac{F}{x_P}, \quad 2.5$$

kde x_P je posunutí podvozku vůči rámu v působišti síly a vypočte se podle

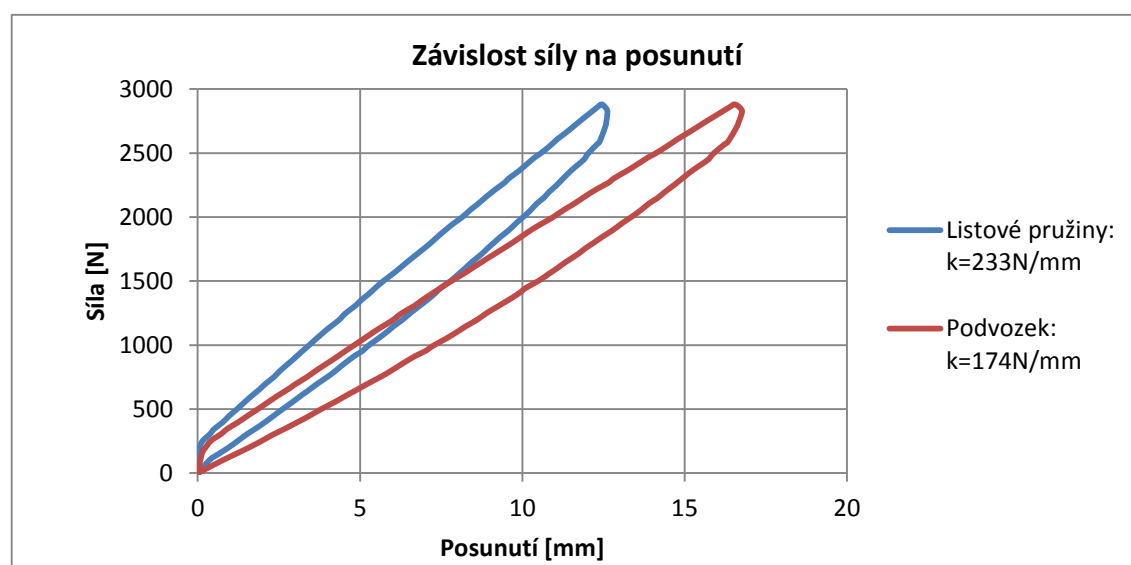
$$x_P = x_R - x_K, \quad 2.6$$

kde posunutí podvozku x_K se vypočte

$$x_K = x_3 - \frac{l_3}{l_3 + l_4} (x_3 - x_4), \quad 2.7$$

a kde x_3 je posunutí na snímači 3, x_4 posunutí na snímači 4, l_3 vzdálenost mezi zatěžující silou a snímačem 3 a l_4 vzdálenost mezi zatěžující silou a snímačem 4.

Vzdálenosti mezi zatěžující silou a jednotlivými snímači byly $l_1 = 1,2$ m, $l_2 = 1,8$ m, $l_3 = 1,7$ m a $l_4 = 0,95$ m.



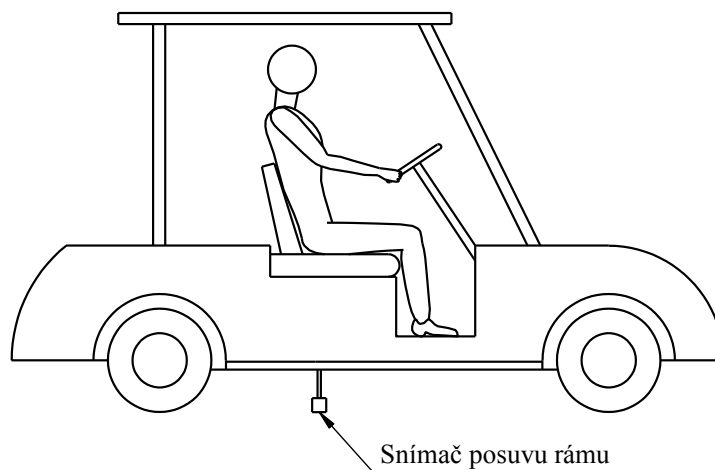
Obr. 2.6 Závislost síly na posunutí

Na *Obr. 2.6* je znázorněna závislost zatěžující síly F na posunutí x_R a x_P . Při zanedbání hystereze jednotlivých tuhostí, způsobené zřejmě časovým průběhem zatěžující síly, jsou naměřené tuhosti přibližně lineární. Zjištěná tuhost podvozku je $k_R = 174 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-1}$ a tuhost listových pružin $k_p = 233 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-1}$.

2.2.3 Vlastní frekvence vozíku, tuhost a tlumení podvozku

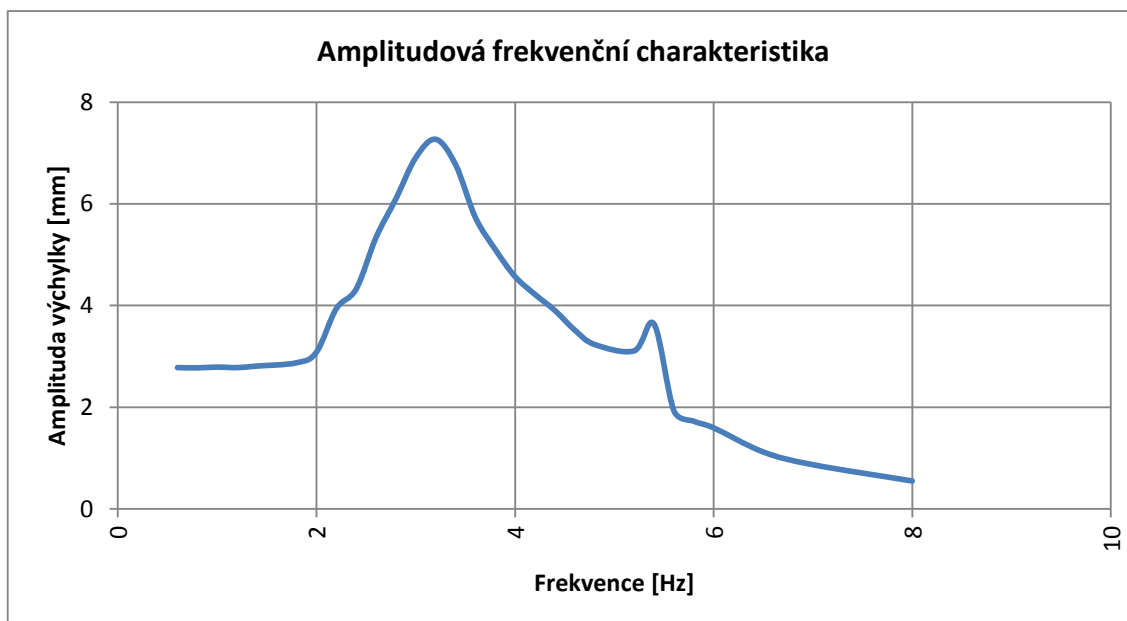
Podstatou zjištění vlastních frekvencí elektrického golfového vozíku je změření jeho amplitudové frekvenční charakteristiky a ze získaného průběhu lze následně usoudit na vlastní frekvence soustavy. Tvary kmitů příslušející jednotlivým vlastním frekvencím soustavy je možné přibližně určit již pozorováním experimentu.

Provedení vlastního měření je zobrazeno na *Obr. 2.7*. Kola elektrického golfového vozíku byla kinematicky buzena harmonickým signálem o frekvencích v rozmezí $0,6 - 8 \text{ Hz}$ s krokem $0,2 \text{ Hz}$ a s amplitudou výchylky 3 mm . Při experimentu bylo sedadlo golfového vozíku zatíženo zkušební figurínou o hmotnosti $m_o = 75 \text{ kg}$.



Obr. 2.7 Umístění snímače posuvu

Zjištěná amplitudová frekvenční charakteristika soustavy elektrického golfového vozíku je patrná z *Obr. 2.8*.



Obr. 2.8 Amplitudová frekvenční charakteristika golfového vozíku

Vlastní frekvence získané z amplitudové frekvenční charakteristiky jsou $f_1 = 3,2$ Hz a $f_2 = 5,4$ Hz. První vlastní frekvence f_1 odpovídá výchylce ve vertikálním směru, druhá vlastní frekvence f_2 odpovídá natočení kolem osy kolmé k vertikální rovině symetrie golfového vozíku.

Pohyb rámu golfového vozíku ve svislém směru lze zjednodušeně popsat pomocí výpočtového modelu s jednou hmotou a s jedním stupněm volnosti diferenciální rovnici

$$(m_V + m_O)\ddot{x}_R + b_R\dot{x}_R + k_R x_R = 0, \quad 2.8$$

kde x_R je výchylka rámu, b_R tlumení podvozku a k_R tuhost podvozku.

Součinitel tlumení b_R podvozku je možné získat z časového průběhu výchylky rámu při doběhu soustavy kinematicky buzené harmonickým signálem. Derivací podle času naměřeného časového průběhu výchylky x_R rámu při doběhu je možné získat počáteční rychlost v_{R0} a numericky řešit postupnými iteracemi neznámý součinitel tlumení b_R podvozku.

Tuhost podvozku k_R je možné také vypočítat z naměřené vlastní frekvence $f_1 = f_R = 3,2$ Hz příslušné vertikálnímu pohybu a hmotnosti $(m_V + m_O)$ golfového vozíku a figuríny. Tento postup je bližší reálným podmínkám než je tomu při statickém měření tuhosti k_R .

Pro vlastní frekvenci tlumených kmitů jednohmotové soustavy s jedním stupněm volnosti platí

$$k_R = \left(\Omega_R^2 + \frac{b_R^2}{4(m_V + m_O)^2} \right) (m_V + m_O), \quad 2.9$$

kde vlastní kruhová frekvence tlumených kmitů Ω_R se vypočte jako

$$\Omega_R = 2\pi f_R, \quad 2.10$$

Rovnice 2.9 pak slouží jako ověření experimentálně zjištěné hodnoty tuhosti podvozku v kapitole 2.2.2.

Identifikace dynamických parametrů golfového vozíku s ohledem na tuhost k_R a tlumení b_R podvozku lze provést velmi korektně srovnáním výsledku výpočtu diferenciální rovnice 2.8 a naměřeného časového průběhu výchylky (Obr. 2.9).



Obr. 2.9 Porovnání časového průběhu naměřené a vypočtené výchylky rámu

Iteračně zjištěná hodnota tlumení podvozku je $b_R = 3700 \text{ N.s.m}^{-1}$ a odpovídající hodnota tuhosti podvozku je $k_R = 197283 \text{ N.m}^{-1}$.

3 Identifikace zákaznických potřeb

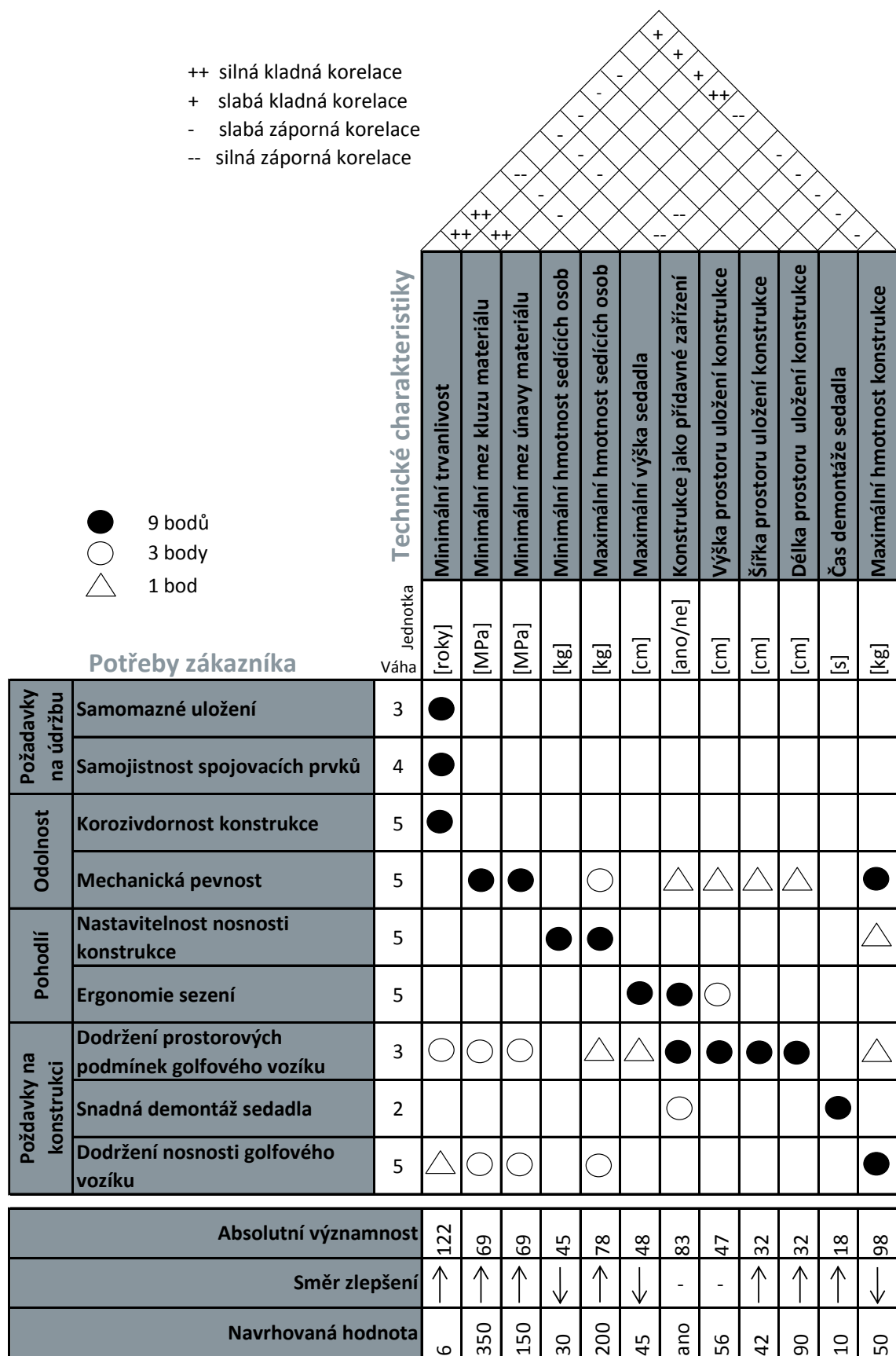
Identifikace zákaznických potřeb spočívá ve zjištění požadavku zákazníka na konstrukční řešení minimalizace vibrací přenášených z kol golfového vozíku na sedadlo a sedící osobu. Tyto požadavky byly získány na základě diskuse se zákazníkem. Identifikované zákaznické potřeby jsou zobrazeny v *Tab. 3.1*.

Tab. 3.1 Zákaznické potřeby

Identifikované zákaznické potřeby
Minimální nároky na údržbu
Zachování funkce odpružení pro jednu nebo dvě osoby
Minimum zásahů do stávající konstrukce golfového vozíku
Snadný přístup k hlavnímu vypínači elektrické energie
Provozní spolehlivost a životnost
Ergonomie sezení
Zajištění stávajících jízdních vlastností golfového vozíku

Identifikované zákaznické potřeby je možné dále zpracovat pomocí QFD metody (Quality function deployment) a získat tak základní technické charakteristiky, které navržené inovované konstrukční řešení, s ohledem na požadavky zákazníka, musí splňovat.

Základem metody QFD je v prvním kroku určení významnosti interpretovaných zákaznických potřeb a následné stanovení korelací mezi těmito potřebami a měřitelnými technickými charakteristikami. Hodnoty technických charakteristik pak slouží jako výchozí data pro návrh inovovaného konstrukčního řešení. Výsledkem metody QFD je pak jednoznačné zahrnutí identifikovaných zákaznických potřeb do inovovaného konstrukčního řešení. Korelační matice metody QFD je zobrazena na *Obr. 3.1*.

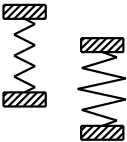

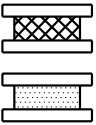
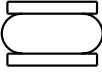
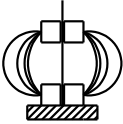
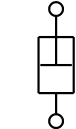

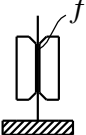
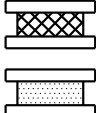
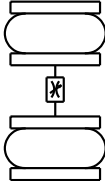
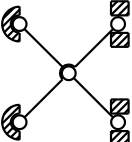
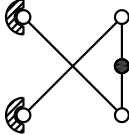
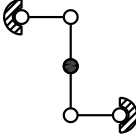
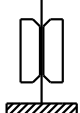



Obr. 3.1 Korelační matice metody QFD

4 Návrh konstrukčních variant

Konstrukční varianty inovovaného výrobku vycházejí z použití obecných principů odpružení sedadel nákladních automobilů, autobusů a dalších průmyslových vozidel. V těchto případech jsou minimalizovány vibrace přenášené na sedadlo, řidiče nebo další sedící osobu pomocí pružné a tlumící vazby umístěné mezi rámem a sedadlem. Tyto vazby jsou doplněny vodícím mechanismem, který zajistí požadovaný pohyb sedadla vůči rámu a ovládacím prvkům vozidla a zároveň umožní optimální transformaci pružných a tlumících vazeb.

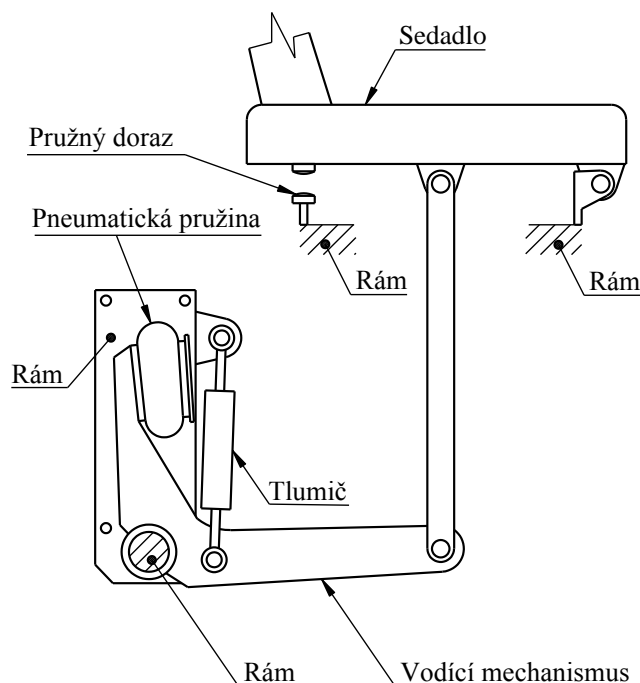
Pro srovnání konstrukčních možností realizace pružné a tlumící vazby a vodícího mechanismu je možné použít jednoduchou morfologickou matici zobrazenou na Obr. 4.1.

PARAMETRY, FUNKCE	1	2	3	4	5
PRUŽNÉ SPOJENÍ SEDADLA					
TLUMENÍ SEDADLA					
VEDENÍ SEDADLA					

Obr. 4.1 Morfologická matice

4.1 Konstrukční varianty

Konstrukční varianta 1 vyplývající přímo z obecného principu odpružení sedadel ve vozidlech je zobrazena na *Obr. 4.2*. Jedná se o použití pružné a tlumící vazby mezi rámem a samotným sedadlem při použití vodícího mechanismu.

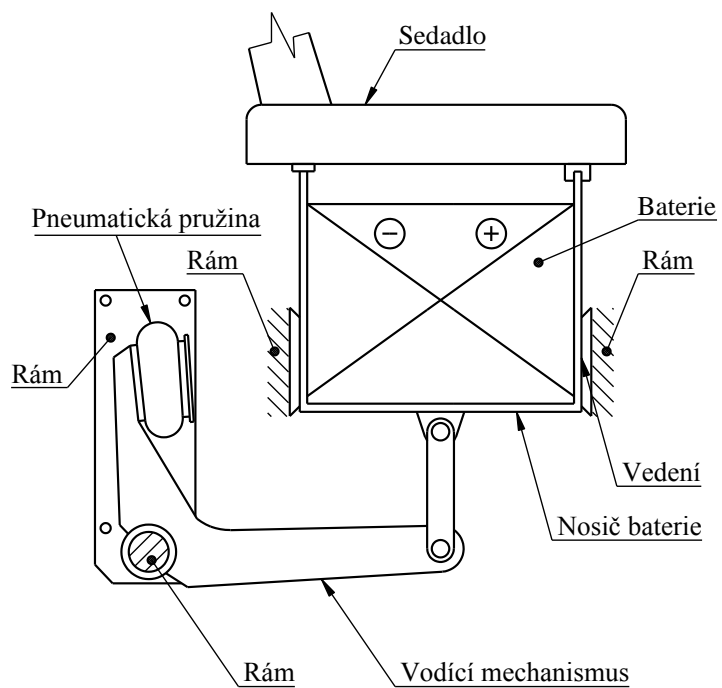


Obr. 4.2 Konstrukční varianta 1 – odpružení sedadla

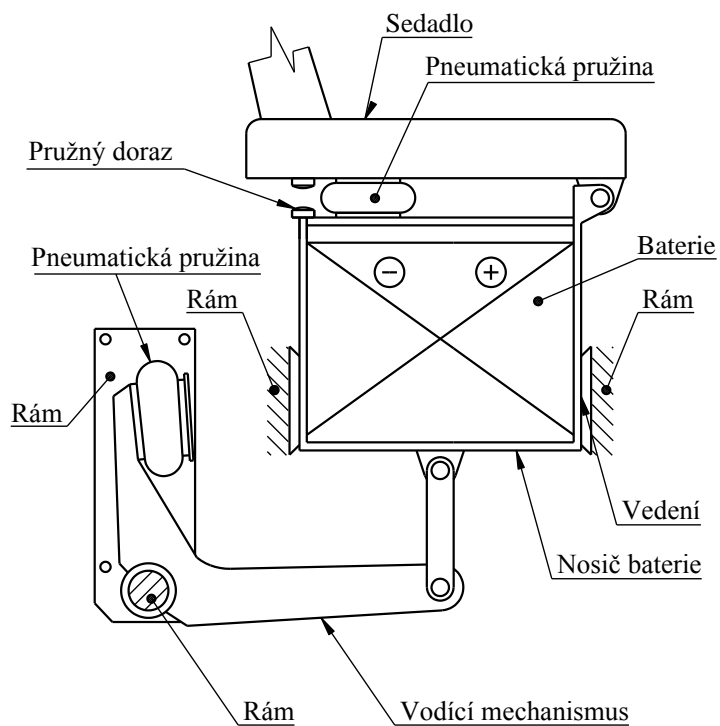
Další principy minimalizace vibrací přenášených z kol golfového vozíku na sedadlo a sedící osobu vyplývají z přihlášky vynálezu [7]. Přenos vibrací může být podle [7] minimalizován pomocí pružné a tlumící vazby umístěné mezi rámem vozíku a sedadlem pevně spojeným s bateriemi elektrického pohonu. Baterie elektrického pohonu spojené tuhou vazbou se sedadlem zvyšují setrvačnou hmotu a tím i její setrvačný účinek, který umožňuje snížit vibrace sedadla.

Podle [7] mohou být vibrace účinně minimalizovány rovněž pomocí pružné a tlumící vazby umístěné mezi rámem golfového vozíku a bateriemi elektrického pohonu a mezi bateriemi elektrického pohonu a sedadlem. Spojení baterie elektrického pohonu a sedadla pomocí pružné a tlumící vazby umožňuje tuto soustavu s ohledem na minimalizaci vibrací z rámu na sedadlo účelně ladit.

V obou případech je možné pružné a tlumící vazby doplnit vodícím mechanismem, který obsahuje lineární vedení setrvačné hmoty baterií a sedadla, případně pouze baterií. Toto vedení vykazuje tření, které je možno s výhodou využít pro tlumení kmitavého pohybu sedadla a baterií. Konstrukční varianty 2 a 3 vycházející z přihlášky vynálezu [7] jsou patrné z *Obr. 4.3* a *Obr. 4.4*.



Obr. 4.3 Konstrukční varianta 2 – odpružení sedadla s baterií



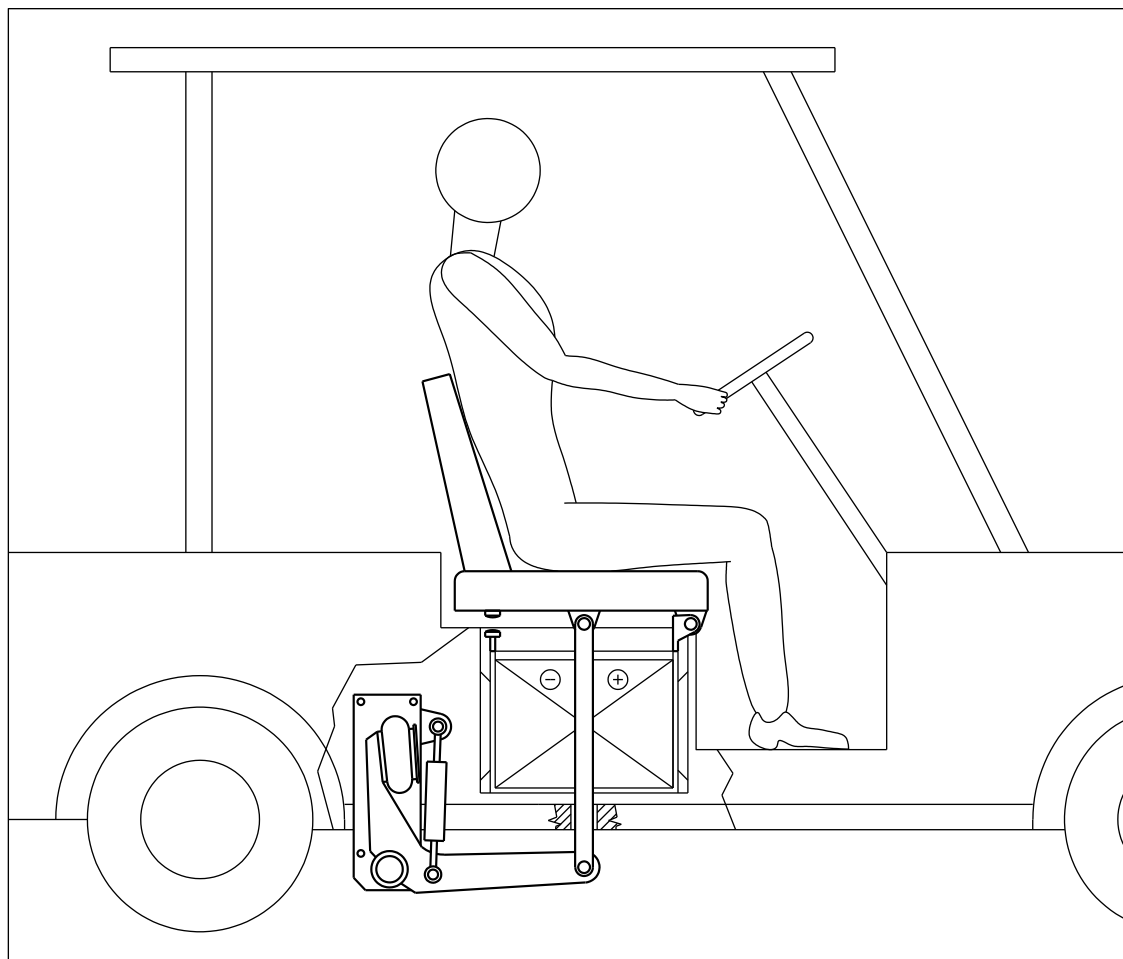
Obr. 4.4 Konstrukční varianta 3 – odpružení sedadla a baterie

4.2 Porovnání konstrukčních variant

Jednotlivé konstrukční varianty je před samotným hodnocením a výběrem optimálního konstrukčního řešení vhodné porovnat z hlediska jejich funkce. Porovnání funkce jednotlivých konstrukčních variant vychází ze zjednodušeného popisu golfového vozíku jako soustavy hmot vzájemně spojených pružnými a tlumícími vazbami. Obecně tyto soustavy disponují více než šesti stupni volnosti, pro zjednodušení však lze uvažovat pouze vertikální pohyb jednotlivých objektů, který je v celém systému dominantní.

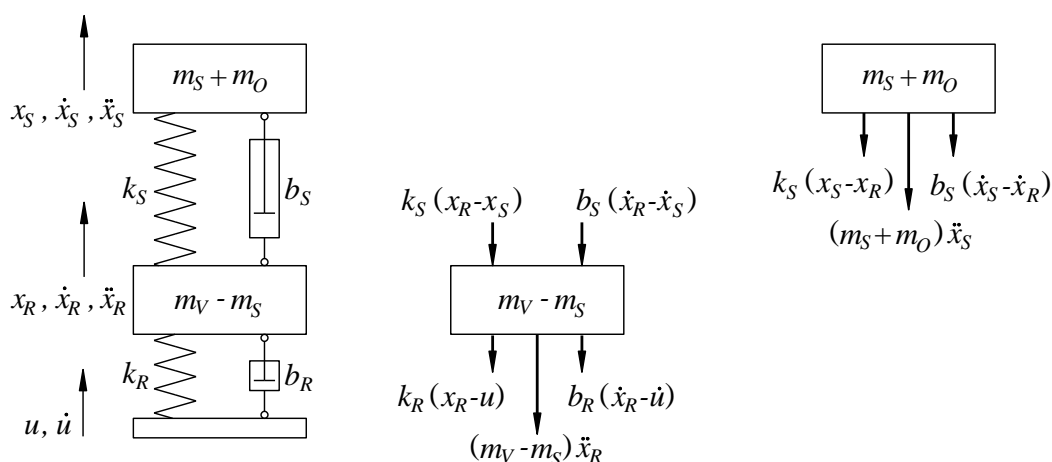
4.2.1 Konstrukční varianta 1

První konstrukční varianta podle *Obr. 4.5*, která spočívá v odpružení samotného sedadla, respektuje konstrukční zvyklosti uplatněné v nákladních automobilech, autobusech a dalších průmyslových, zemědělských a stavebních vozidlech.



Obr. 4.5 Schématické zobrazení konstrukční varianty 1

Dynamickou soustavu podle *Obr. 4.5* se dvěma stupni volnosti a dvěma objekty, kde první objekt tvoří golfový vozík bez sedadla a druhý objekt sedadlo s přepravovanou osobou, lze popsat výpočtovým modelem podle *Obr. 4.6*. Hmotnosti těchto objektů tedy jsou $(m_V - m_S)$ a $(m_S + m_O)$.



Obr. 4.6 Výpočtový model konstrukční varianty 1

Pohyb objektů dynamické soustavy příslušející první konstrukční variantě lze popsat dvěma diferenciálními rovnicemi druhého řádu

$$(m_V - m_S)\ddot{x}_R + b_R(\dot{x}_R - \dot{u}) + b_S(\dot{x}_R - \dot{x}_S) + k_R(x_R - u) + k_S(x_R - x_S) = 0, \quad 4.1$$

$$(m_S + m_O)\ddot{x}_S + b_S(\dot{x}_S - \dot{x}_R) + k_S(x_S - x_R) = 0, \quad 4.2$$

kde b_S je součinitel tlumení mezi rámem a sedadlem, k_S tuhost mezi rámem a sedadlem, x_R výchylka rámu, x_S výchylka sedadla a u výchylka podvozku golfového vozíku odpovídající jízdě po nerovném povrchu.

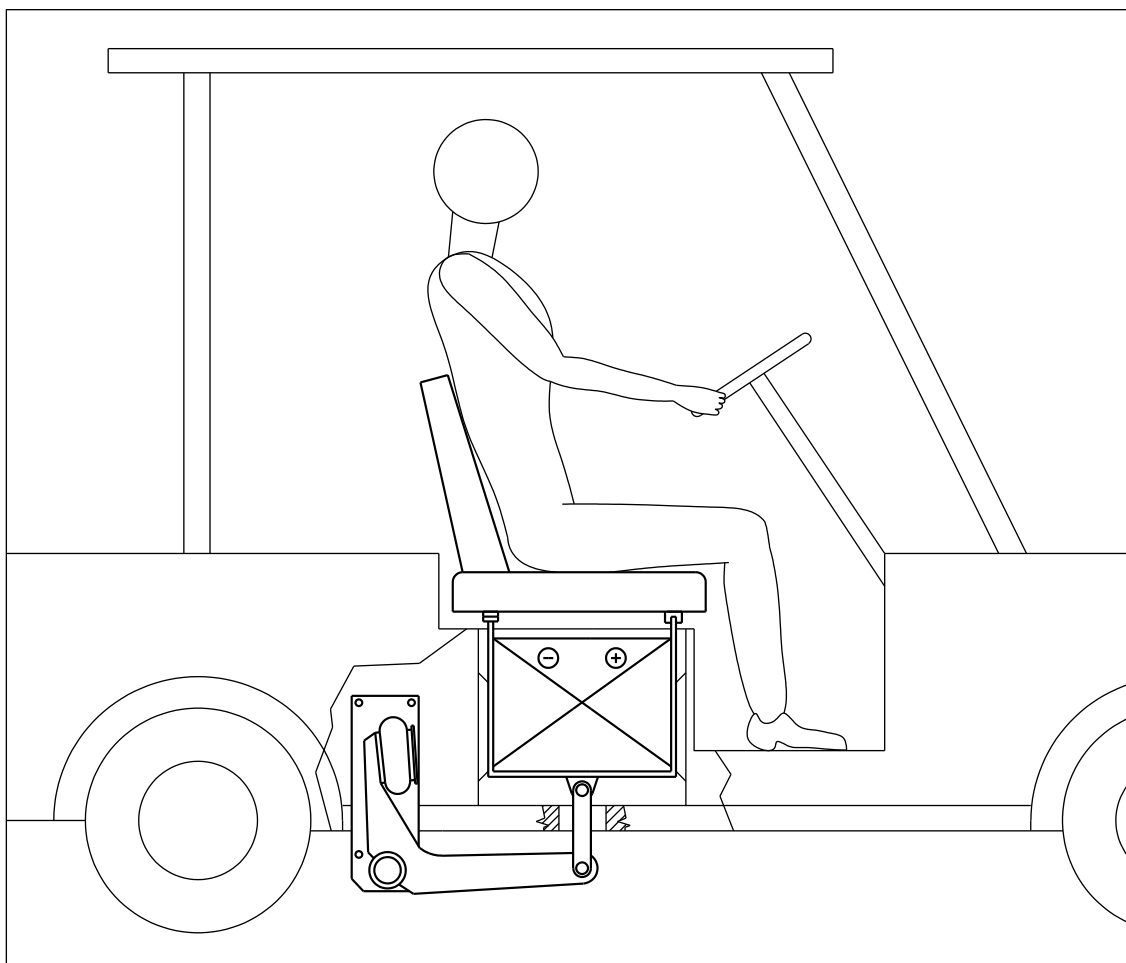
Pro součinitel tlumení b_S platí, že

$$b_S = 2b_{relS}\sqrt{(m_S + m_O)k_S}, \quad 4.3$$

kde pro relativní tlumení b_{relS} je možné podle obvyklých podmínek a dynamických parametrů uvažovat hodnotu $b_{relS} = 0,2$.

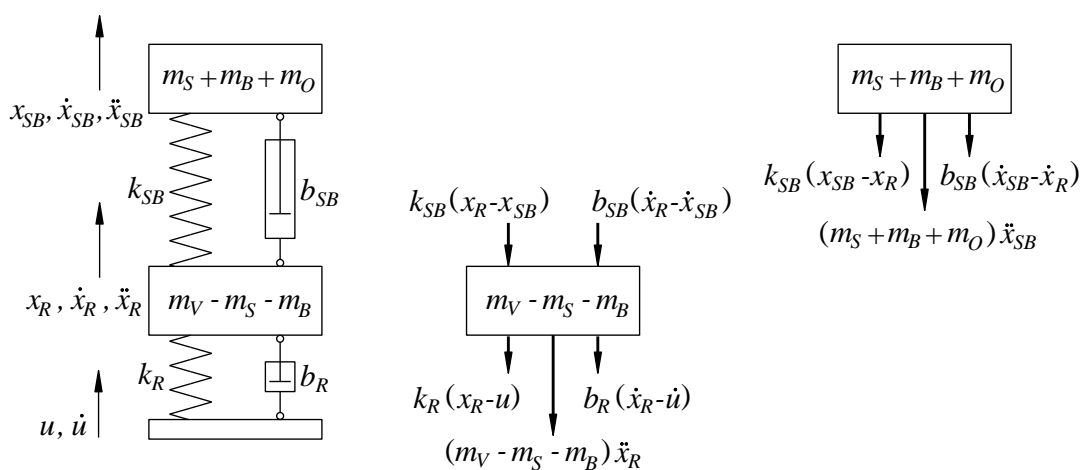
4.2.2 Konstrukční varianta 2

Druhá konstrukční varianta představuje odpružení sedadla spojeného tuhou vazbou s baterií podle Obr. 4.7. V tomto případě se značně zvyšuje setrvačná hmota, jejíž součástí je sedadlo. Zvýšený setrvačný účinek vede i k účinnější vibroizolaci.



Obr. 4.7 Schématické zobrazení konstrukční varianty 2

Konstrukční variantě podle Obr. 4.8 odpovídá výpočtový model dvouhmotové soustavy se dvěma stupni volnosti. První objekt má hmotnost $(m_V - m_S - m_B)$ a druhý $(m_S + m_B + m_O)$.



Obr. 4.8 Výpočtový model konstrukční varianty 2

Pohyb objektů konstrukční varianty 2 lze popsat diferenciálními rovnicemi

$$(m_V - m_S - m_B)\ddot{x}_R + b_R(\dot{x}_R - \dot{u}) + b_{SB}(\dot{x}_R - \dot{x}_{SB}) + k_R(x_R - u) + k_{SB}(x_R - x_{SB}) = 0, \quad 4.4$$

$$(m_S + m_B + m_O)\ddot{x}_{SB} + b_{SB}(\dot{x}_{SB} - \dot{x}_R) + k_{SB}(x_{SB} - x_R) = 0, \quad 4.5$$

kde b_{SB} je ekvivalentní součinitel tlumení mezi rámem a sedadlem s baterií, k_{SB} tuhost mezi rámem a sedadlem s baterií a x_{SB} výchylka sedadla s baterií.

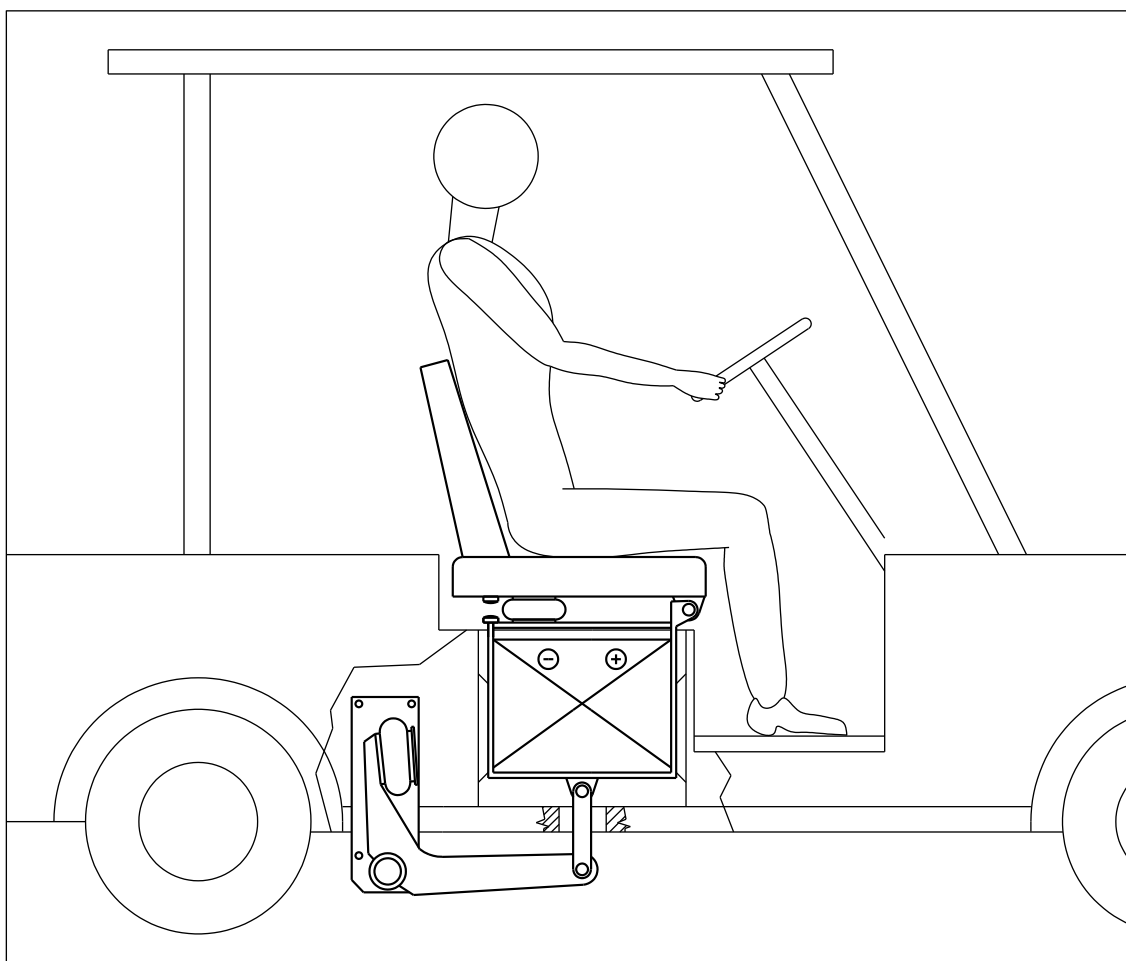
Součinitel tlumení b_{SB} je

$$b_{SB} = 2b_{relSB}\sqrt{(m_S + m_B + m_O)k_{SB}}, \quad 4.6$$

kde pro relativní tlumení b_{relSB} je možné podle obvyklých podmínek a dynamických parametrů uvažovat opět hodnotu $b_{relSB} = 0,2$.

4.2.3 Konstrukční varianta 3

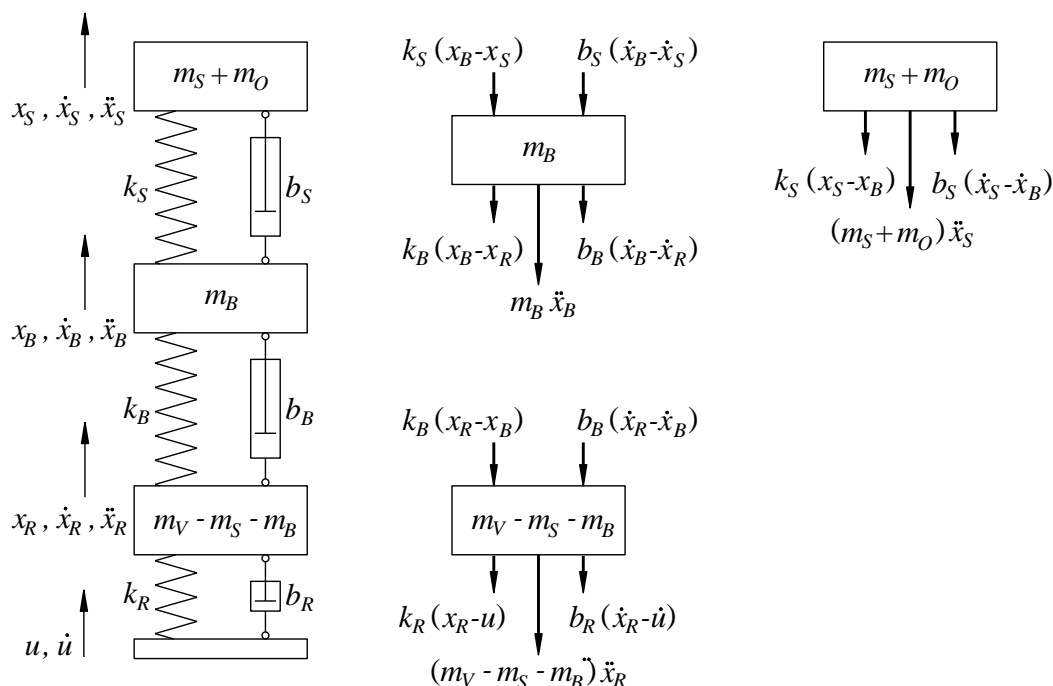
Třetí konstrukční varianta Obr. 4.9 využívá vzájemné pružné a tlumící vazby mezi sedadlem a baterií elektrického pohonu.



Obr. 4.9 Schématické zobrazení konstrukční varianty 3

V tomto případě se soustava stává tříhmotovou se třemi stupni volnosti a objekty mají hmotnosti $(m_V - m_S - m_B)$, m_B a $(m_S + m_O)$.

Tuto dynamickou soustavu lze popsat výpočtovým modelem, který je na Obr. 4.10.



Obr. 4.10 Výpočtový model konstrukční varianty 3

Pohyb jednotlivých objektů varianty 3 při kinematickém buzení lze popsat diferenciálními rovnicemi

$$(m_V - m_S - m_B)\ddot{x}_R + b_R(\dot{x}_R - \dot{u}) + b_B(\dot{x}_R - \dot{x}_B) + k_R(x_R - u) + k_B(x_R - x_B) = 0, \quad 4.7$$

$$m_B\ddot{x}_B + b_B(\dot{x}_B - \dot{x}_R) + b_S(\dot{x}_B - \dot{x}_S) + k_B(x_B - x_R) + k_S(x_B - x_S) = 0, \quad 4.8$$

$$(m_S + m_O)\ddot{x}_S + b_S(\dot{x}_S - \dot{x}_B) + k_S(x_S - x_B) = 0, \quad 4.9$$

kde b_B je ekvivalentní součinitel tlumení mezi rámem a baterií od třecí síly ve třecím vedení, b_S součinitel tlumení mezi baterií a sedadlem, k_B tuhost mezi rámem a baterií, k_S tuhost mezi baterií a sedadlem, x_B výchylka baterie a x_S výchylka sedadla.

Součinitel tlumení b_B lze vypočítat jako

$$b_B = 2b_{relB}\sqrt{m_B k_B}, \quad 4.10$$

kde pro relativní tlumení b_{relB} je možné podle obvyklých podmínek a dynamických parametrů uvažovat opět hodnotu $b_{relB} = 0,2$.

Součinitel tlumení b_S

$$b_S = 2b_{relS}\sqrt{(m_S + m_O)k_S}. \quad 4.11$$

4.2.4 Amplitudové frekvenční charakteristiky

Amplitudové frekvenční charakteristiky definují základní vlastnosti soustav a jejich určení patří k prvním krokům každého dynamického výpočtu. Umožňují určit nejen vlastní frekvence, ale dávají představu i o tlumících vlastnostech soustavy a zejména o přenosových frekvenčních funkcích. Kromě toho lze pomocí amplitudových frekvenčních charakteristik verifikovat navržené mechanické modely včetně jejich dynamických parametrů se skutečnými dynamickými soustavami. Nezastupitelné postavení mají amplitudové frekvenční charakteristiky u periodicky buzených soustav.

Řešení pohybových rovnic a získání amplitudových frekvenčních charakteristik jednotlivých variant konstrukčního řešení odpružení sedadla golfového vozíku při harmonickém buzení lze s výhodou provést v maticovém tvaru

$$\vec{q} = (\mathbf{K} + i\omega\mathbf{B} - \omega^2\mathbf{M})^{-1} * \vec{f}, \quad 4.12$$

kde \vec{q} je vektor výchylek, \mathbf{K} matice tuhosti, \mathbf{B} matice tlumení, \mathbf{M} matice hmotnosti, \vec{f} vektor budící síly, ω kruhová frekvence kmitání a i imaginární jednotka.

Vektor zrychlení $\vec{\ddot{q}}$ je v maticové podobě možné získat jako

$$\vec{\ddot{q}} = \left(\frac{\mathbf{K}}{\omega^2} + i \frac{\mathbf{B}}{\omega} - \mathbf{M} \right)^{-1} * \vec{f}. \quad 4.13$$

Vektor síly \vec{f} je dán kinematickým buzením v podobě harmonické funkce u a jeho amplituda se vypočte ze vztahu

$$F_0 = u_0 \sqrt{b_R^2 \omega^2 + k_R^2}, \quad 4.1$$

a kde u_0 je amplituda kinematického buzení soustavy.

Pro jednotlivé varianty mají jejich dynamické parametry následující podobu:

Konstrukční varianta 1

$$\mathbf{K} = \begin{bmatrix} k_R + k_S & -k_S \\ -k_S & k_S \end{bmatrix}, \quad 4.14$$

$$\mathbf{B} = \begin{bmatrix} b_R + b_S & -b_S \\ -b_S & b_S \end{bmatrix}, \quad 4.15$$

$$\mathbf{M} = \begin{bmatrix} m_V - m_S & 0 \\ 0 & m_S + m_O \end{bmatrix}, \quad 4.16$$

$$\vec{f} = \begin{bmatrix} \sqrt{F_0 \sin(\beta) + F_0 \cos(\beta)} \\ 0 \end{bmatrix}. \quad 4.17$$

Konstrukční varianta 2

$$\mathbf{K} = \begin{bmatrix} k_R + k_{SB} & -k_{SB} \\ -k_{SB} & k_{SB} \end{bmatrix}, \quad 4.18$$

$$\mathbf{B} = \begin{bmatrix} b_R + b_{SB} & -b_{SB} \\ -b_{SB} & b_{SB} \end{bmatrix}, \quad 4.19$$

$$\mathbf{M} = \begin{bmatrix} m - m_S - m_B & 0 \\ 0 & m_S + m_B + m_O \end{bmatrix}, \quad 4.20$$

$$\vec{f} = \begin{bmatrix} \sqrt{F_0 \sin(\beta) + F_0 \cos(\beta)} \\ 0 \end{bmatrix}. \quad 4.21$$

Konstrukční varianta 3

$$\mathbf{K} = \begin{bmatrix} k_R + k_B & -k_B & 0 \\ -k_B & k_B + k_S & -k_S \\ 0 & -k_S & k_S \end{bmatrix}, \quad 4.22$$

$$\mathbf{B} = \begin{bmatrix} b_R + b_B & -b_B & 0 \\ -b_B & b_B + b_S & -b_S \\ 0 & -b_S & b_S \end{bmatrix}, \quad 4.23$$

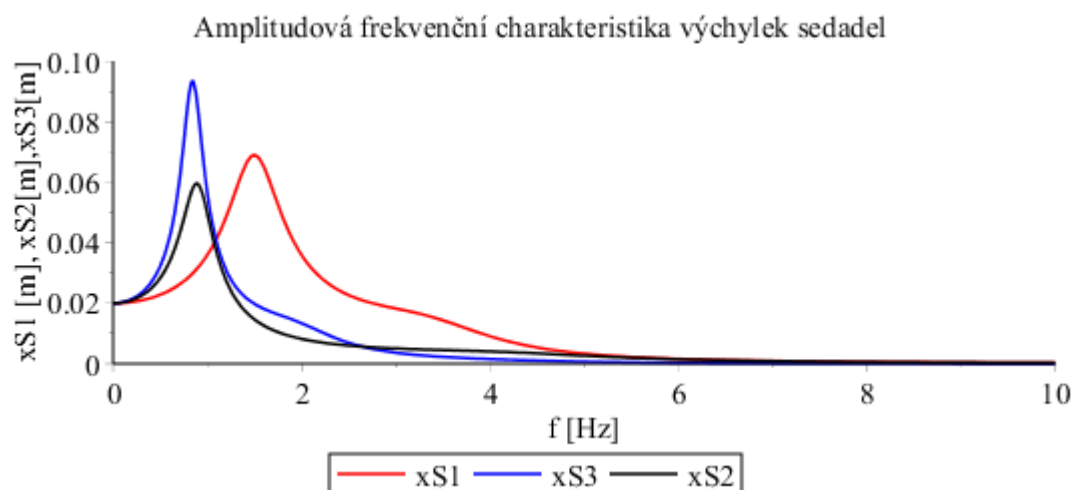
$$\mathbf{M} = \begin{bmatrix} m - m_S - m_B & 0 & 0 \\ 0 & m_B & 0 \\ 0 & 0 & m_S + m_O \end{bmatrix}, \quad 4.24$$

$$\vec{f} = \begin{bmatrix} \sqrt{F_0 \sin(\beta) + F_0 \cos(\beta)} \\ 0 \\ 0 \end{bmatrix}. \quad 4.25$$

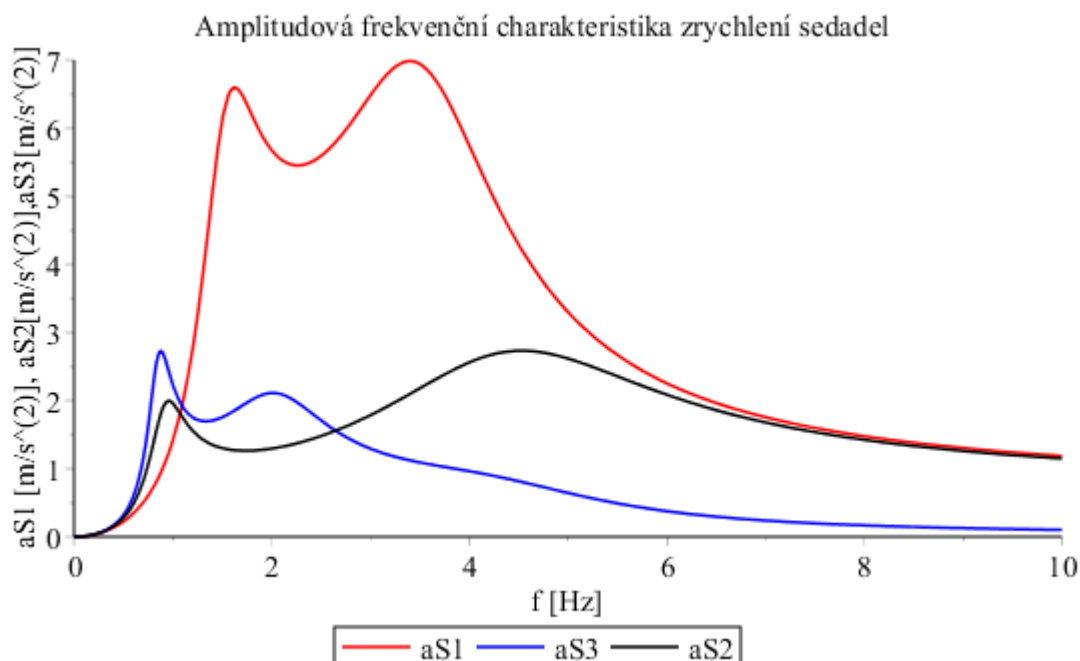
Fázový úhel β síly F s amplitudou F_0 představuje její vztah ke kinematickému buzení u a lze jej uvažovat pro získání amplitudových frekvenčních charakteristik jednotlivých variant rovný nule.

Výsledkem řešení rovnic 4.12 - 4.25 jsou amplitudové frekvenční charakteristiky výchylek a zrychlení sedadel jednotlivých konstrukčních variant.

Amplitudové frekvenční charakteristiky jsou pro amplitudu harmonického pohybu $u_0 = 0,02$ m a pro frekvenci kmitání $f \in \langle 0; 10 \rangle$ Hz zobrazeny na Obr. 4.11 a Obr. 4.12.



Obr. 4.11 Amplitudové frekvenční charakteristiky výchylek sedadel soustav



Obr. 4.12 Amplitudové frekvenční charakteristiky zrychlení sedadel soustav

Výsledky amplitudových frekvenčních charakteristik ukazují na přednosti druhé a třetí konstrukční varianty, u kterých se v důsledku nízké vlastní frekvence výrazně snižuje amplituda zrychlení sedadla, což je podmínkou jeho účinné vibroizolace.

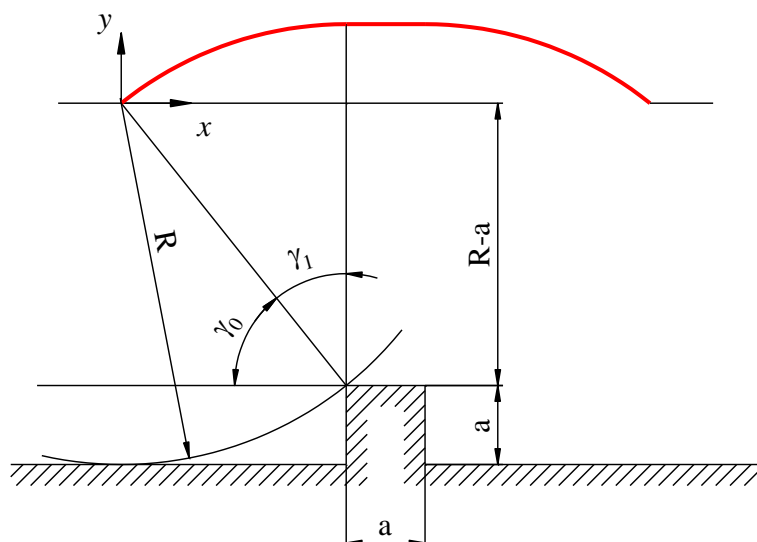
4.2.5 Buzení referenční skokovou funkcí

Při jízdě elektrického golfového vozíku po nerovném terénu golfového hřiště vznikají v zásadě neperiodické vibrace podvozku a tím i buzení dynamické soustavy golfového vozíku. Z těchto důvodů je třeba považovat amplitudové frekvenční charakteristiky zobrazené na Obr. 4.11 a Obr. 4.12 pouze jako doplňující poznatek o příslušné

dynamické soustavě sloužící k ověření správnosti výpočtového modelu a jeho dynamických parametrů.

Neperiodické vibrace podvozku si ve zjednodušeném případě lze představit jako jednotlivé skokové funkce. Výchylku u podvozku golfového vozíku při přejezdu nerovnosti terénu lze pak v diferenciálních rovnicích 4.1, 4.2, 4.4, 4.5, 4.7 - 4.9 nahradit referenční skokovou funkcí.

Tuto funkci lze v nejjednodušším případě definovat na základě přejezdu kola golfového vozíku přes referenční nerovnost a přitom oba tyto objekty považovat za tuhá tělesa. V takovém případě lze získat závislost vertikální dráhy středů kol na čase. Tato závislost pak zjednodušeně odpovídá výchylce u podvozku golfového vozíku, tedy referenční budící skokové funkci. Geometrie referenční nerovnosti je patrná z Obr. 4.13, kde je rovněž znázorněna dráha středu kola golfového vozíku při přejezdu přes referenční nerovnost.



Obr. 4.13 Geometrie referenční nerovnosti a dráha středu kola při jejím přejezdu

Při konstantní rychlosti elektrického golfového vozíku je možné závislost vertikální dráhy středu kola na čase popsat rovnicemi

$$y_1(t) = R \sin(\omega t + \gamma_0) - (R - a), t \in \langle 0; t_1 \rangle, \quad 4.26$$

$$y_2(t) = a, t \in \langle t_1; t_1 + t_2 \rangle, \quad 4.27$$

$$y_3(t) = R \sin(\omega(t - t_2) + \gamma_0) - (R - a), \quad 4.28$$

$$t \in \langle t_1 + t_2; t_1 + t_2 + t_3 \rangle,$$

kde R je poloměr kola golfového vozíku, γ_0 počáteční úhlová dráha v čase $t = 0$ s, a výška a délka referenční nerovnosti a ω úhlová rychlost.

Výška a délka referenční nerovnosti je $a = 50$ mm a poloměr kola elektrického golfového vozíku udávaný výrobcem $R = 9$ in.

Úhlová rychlost ω se vypočte

$$\omega = \frac{v_0}{R}, \quad 4.29$$

kde $v_0 = 30 \text{ km} \cdot \text{h}^{-1}$ je zvolená konstantní rychlost golfového vozíku.

Časy t_1 , t_2 a t_3 se vypočtou podle vztahů

$$t_1 = \frac{\gamma_1}{\omega}, \quad 4.30$$

$$t_2 = \frac{a}{v_0}, \quad 4.31$$

a

$$t_3 = t_1, \quad 4.32$$

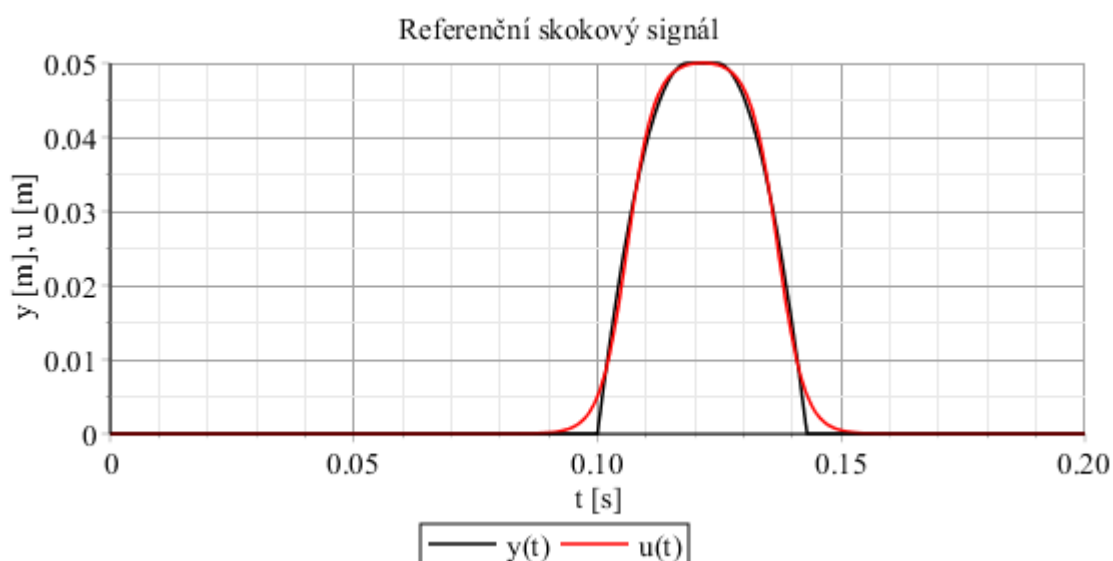
kde úhlovou dráhu γ_1 lze vypočítat jako

$$\gamma_1 = \text{arctg} \left(\frac{\sqrt{R^2 - (R - a)^2}}{R - a} \right), \quad 4.33$$

pak je počáteční úhlová dráha γ_0 v čase $t = 0$ s rovna

$$\gamma_0 = \frac{\pi}{2} - \gamma_1. \quad 4.34$$

Zjištěnou závislost vertikální dráhy středu kola na čase lze proložit spojitou křivkou, která lépe odpovídá skutečnému chování kol golfového vozíku při přejezdu nerovnosti. Tato spojitá křivka pak odpovídá referenční skokové funkci a tedy výchylce podvozku golfového vozíku u . Závislost vertikální dráhy středu kola na čase a proložení této závislosti spojitou křivkou je popsáno na Obr. 4.14.



Obr. 4.14 Referenční skoková funkce $u(t)$

Předpis referenční skokové funkce $u(t)$ je

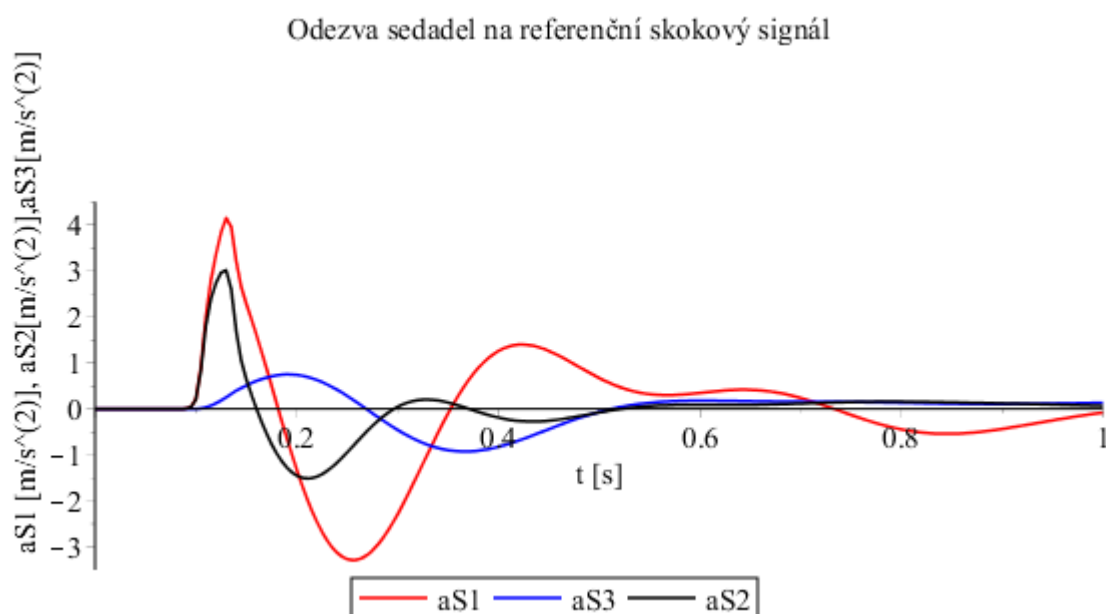
$$u(t) = 20,17[0,025\text{tgh}(180t - 19,1) + 0,025] \\ [-0,025\text{tgh}(180t - 24,65) + 0,025]. \quad 4.35$$

Výsledkem řešení diferenciálních rovnic 4.1, 4.2, 4.4, 4.5, 4.7 - 4.9 jsou odezvy jednotlivých soustav konstrukčních variant na referenční skokovou funkci.

Na základě časových průběhů výchylky a zrychlení sedadla na Obr. 4.15 a Obr. 4.16 lze konstatovat významné snížení přenosu vibrací u druhé a třetí konstrukční varianty.



Obr. 4.15 Odezva soustav na referenční skokovou funkci – časový průběh výchylek



Obr. 4.16 Odezva soustav na referenční skokovou funkci – časový průběh zrychlení

Pro posouzení minimalizace vibrací přenášených z kol golfového vozíku na sedadlo a sedící osobu z hlediska účinků těchto vibrací na pohodlí je podle [6] rozhodující časový

průběh zrychlení (Obr. 4.16) jako odezva sedadla v jednotlivých konstrukčních variantách na referenční skokovou funkci.

4.3 Hodnocení konstrukčních variant

Pro výběr optimálního konstrukčního řešení je možné použít metodu AHP (Analytic hierarchy process). Tato metoda spočívá ve zhodnocení navržených konstrukčních variant podle zvolených kritérií. Zvolenými kritérii pro hodnocení konstrukčních variant jsou: funkce konstrukčních variant, ergonomie konstrukčních variant a nutnost úprav stávajícího golfového vozíku. Zvolená kritéria a navržené konstrukční varianty jsou shrnuty v Tab. 4.1.

Tab. 4.1 Konstrukční varianty a kritéria hodnocení

	K1	K2	K3
Kritérium	Funkce	Ergonomie	Úprava vozíku
	V1	V2	V3
Varianta	Odpružení sedadla	Odpružení sedadla s baterií	Odpružení sedadla a baterie

Podstatou samotného hodnocení je dopad jednotlivých konstrukčních variant na zvolená kritéria a dopad zvolených kritérií na výběr optimálního konstrukčního řešení. Pro tento účel slouží matice párových srovnání zobrazených v Tab. 4.2, jednotlivé matice párových srovnání jsou zde doplněny o vážený geometrický průměr řádků matic, vypočtený podle vztahu

$$w_i = \frac{[\prod_{j=1}^n s_{ij}]^{\frac{1}{n}}}{\sum_{k=1}^n [\prod_{j=1}^n s_{kj}]^{\frac{1}{n}}}, i = 1, 2, \dots, n, \quad 4.36$$

kde s_{ij} a s_{kj} jsou prvky matice a řád matice $n = 3$.

Tab. 4.2 Matice párových srovnání

Optimální konstrukční řešení	K1	K2	K3	Vážený geometrický průměr
K1	1	3/2	3/2	0,429
K2	2/3	1	1	0,286
K3	2/3	1	1	0,286
Funkce	V1	V2	V3	Vážený geometrický průměr
V1	1	1/3	1/5	0,111
V2	3	1	3/5	0,333
V3	5	5/3	1	0,556

Ergonomie	V1	V2	V3	Vážený geometrický průměr
V1	1	1	5/2	0,417
V2	1	1	5/2	0,417
V3	2/5	2/5	1	0,167

Úprava vozíku	V1	V2	V3	Vážený geometrický průměr
V1	1	5/4	2	0,435
V2	4/5	1	8/5	0,348
V3	1/2	5/8	1	0,217

Konzistence výše uvedených matic párových srovnání je zaručena.

Výsledné hodnocení se získá součinem matice složené z jednotlivých vážených geometrických průměrů konstrukčních variant podle zvolených kritérií a sloupcového vektoru vážených geometrických průměrů zvolených kritérií. Tento postup je včetně výsledného pořadí navržených konstrukčních variant naznačený v *Tab. 4.3*.

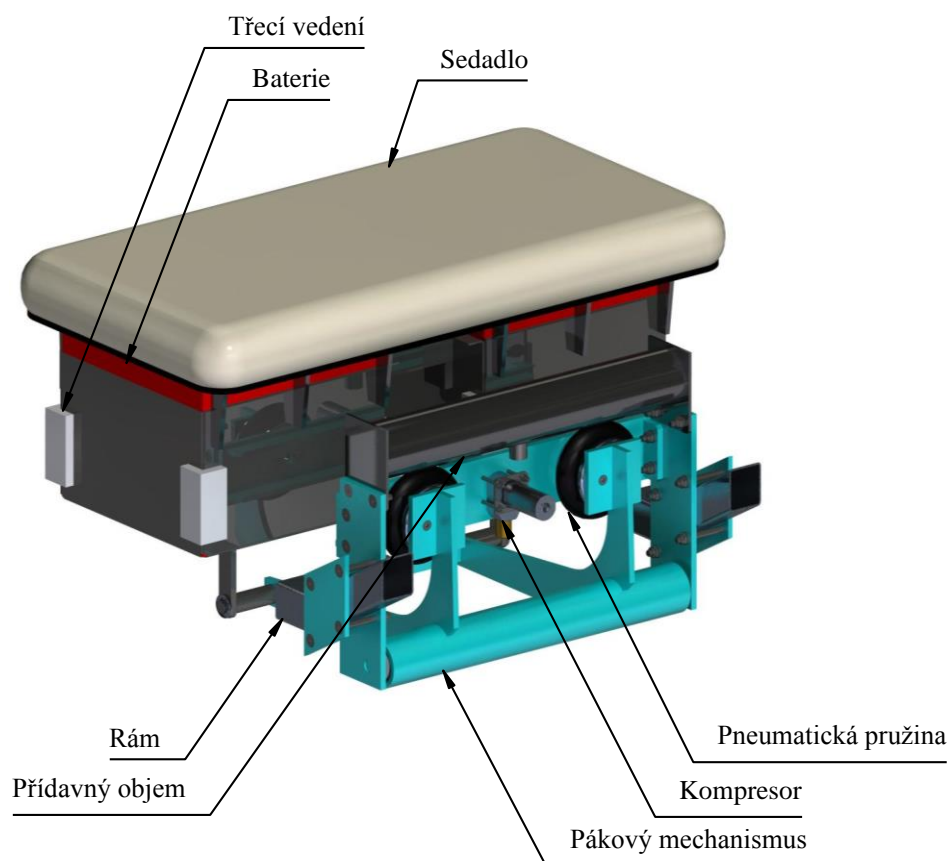
Tab. 4.3 Pořadí navržených konstrukčních variant

	K1	K2	K3		Kritéria	Výsledek	POŘADÍ
V1	0,111	0,417	0,435	*	0,429	=	3
V2	0,333	0,417	0,348		0,286		1
V3	0,556	0,167	0,217		0,286		2

Z *Tab. 4.3* vyplývá, že optimální konstrukční řešení je odpružení sedadla s baterií podle druhé konstrukční varianty.

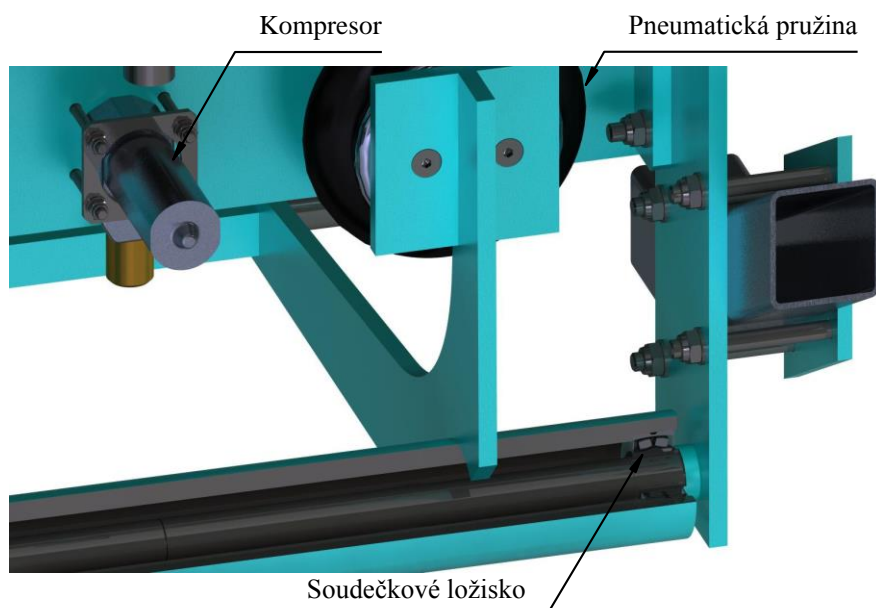
5 Konstrukční řešení

Konstrukční řešení vychází z druhé konstrukční varianty – odpružení sedadla s baterií. Řešení spočívá v použití principu uvedeném v přihlášce vynálezu [7]. Přenos vibrací je minimalizován pomocí pružné a tlumící vazby umístěné mezi rámem vozíku a sedadlem pevně spojeným s bateriemi elektrického pohonu. Tyto vazby jsou doplněny o vodící mechanismus, který zajistí požadovaný pohyb sedadla vůči rámu a zároveň umožní optimální transformaci pružných a tlumících vazeb. Konstrukční řešení je zobrazené na *Obr. 5.1*.



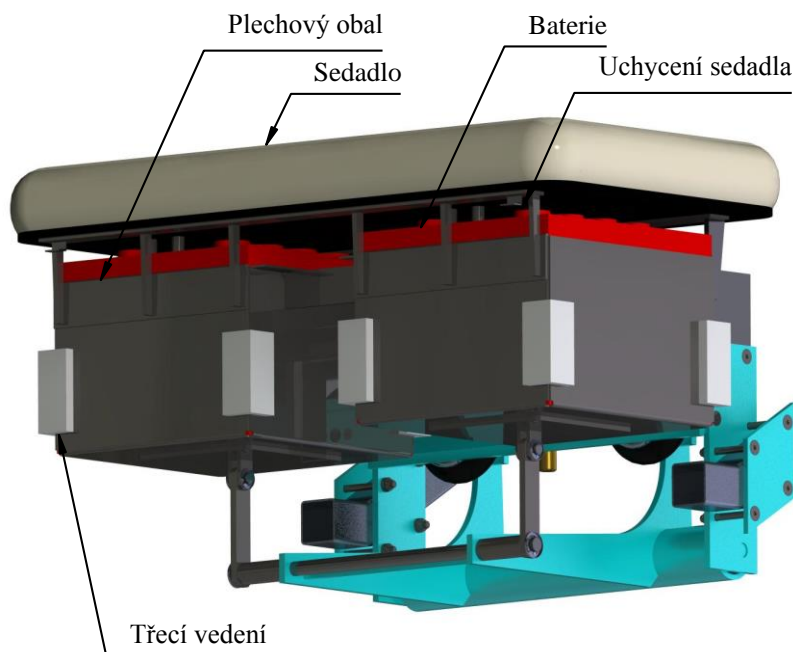
Obr. 5.1 Popis konstrukčního řešení odpružení sedadla

Konstrukční řešení s výhodou disponuje dvěma pneumatickými pružinami, které jsou spojené se sedadlem golfového vozíku a bateriemi elektrického pohonu pomocí pákového mechanismu. Pákový mechanismus je uložen vůči rámu golfového vozíku pomocí soudečkových ložisek (*Obr. 5.2*) a umožňuje zdvih sedadla o ± 4 cm. K regulaci tlaku v pneumatických pružinách slouží kompresor, který umožní optimální nastavení tlaku a tím i tuhosti pneumatické pružiny pro danou hmotnost řidiče a případně spolujezdce golfového vozíku. Ovládací prvky kompresoru jsou umístěny pod ovládáním pohonu elektrického golfového vozíku. Pneumatické pružiny jsou doplněny přídatným objemem, kterým se dosáhne nižší vlastní frekvence soustavy a tím účinnější vibroizolace.



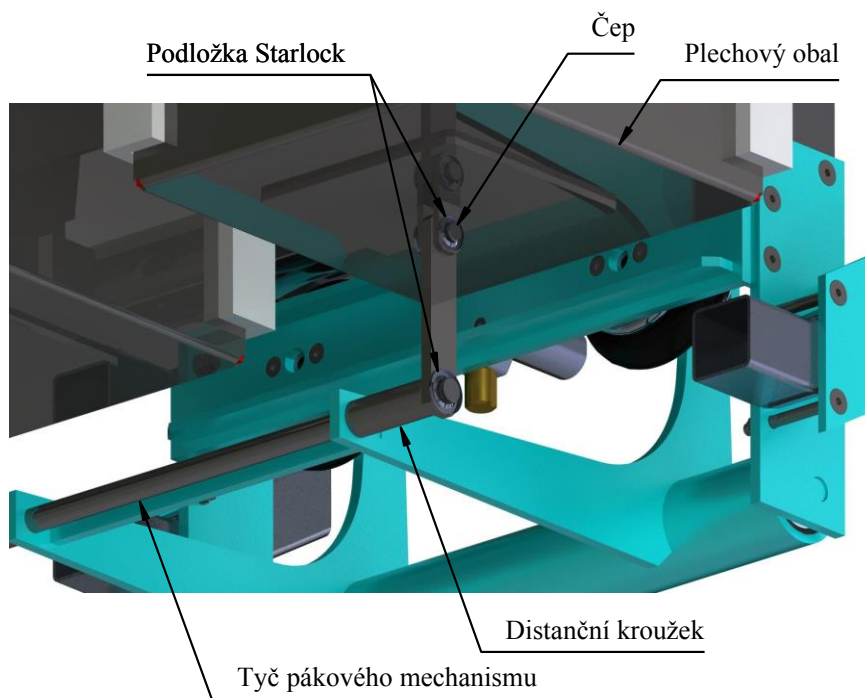
Obr. 5.2 Konstrukční řešení připojení pákového vodícího mechanismu k rámu

Baterie elektrického pohonu jsou po v konstrukčním řešení usazeny do plechového obalu, který je lineárně veden pomocí linerárního vedení, které vykazuje tření využitelné pro tlumení kmitavého pohybu sedadla a baterií (Obr. 5.3). Pro lineární vedení a tlumení pohybu baterií elektrického pohonu pevně spojených se sedadlem je s výhodou využita stávající plastová konstrukce golfového vozíku. Sedadlo je účelně uchyceno k plechovému obalu baterií elektrického pohonu rovněž pomocí stávajících konstrukčních prvků.



Obr. 5.3 Konstrukční řešení tlumení kmitavého pohybu sedadla a baterií

Plechový obal baterií elektrického pohonu je dále spojen s pákovým mechanismem dvěma rotačními vazbami. Detail tohoto řešení je patrný z *Obr. 5.4*.



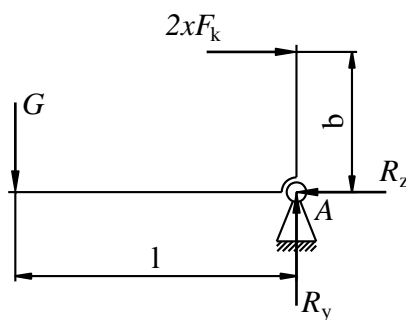
Obr. 5.4 Detail konstrukčního řešení připojení baterií k vodícímu mechanismu

5.1 Návrh vybraných součástí

Návrh součástí konstrukčního řešení spočívá v prvním kroku v definování základních parametrů konstrukčního řešení, tedy ve stanovení silových poměrů, určení tuhosti pneumatických pružin, tlumení třecího vedení a hmot. Následně je na základě těchto parametrů možné provést návrh vybraných součástí konstrukčního řešení, zejména se jedná o návrh soudečkových ložisek a přídatného objemu pneumatických pružin.

5.1.1 Pneumatická pružina

S ohledem na rozměry zástavového prostoru jsou v konstrukčním řešení použity dvě jednovlnové vlnovcové pružiny. Základní parametry těchto pružin jsou zdvih $z = \pm 3 \text{ cm}$, efektivní plocha ve statické poloze $S_{ef} = 152 \text{ cm}^2$ a objem pružiny ve statické poloze $V_0 = 960 \text{ cm}^3$. Potřebný přetlak v pneumatické pružině ve statické poloze je možné ve zjednodušené podobě získat ze statického silového rozboru soustavy, kdy na jedné straně pákového mechanismu působí hmoty sedících osob, sedadla, baterií elektrického pohonu a samotné části konstrukce a na straně druhé síly od pneumatických pružin. Na *Obr. 5.5* je schématické znázornění silových poměrů ve statické poloze.



Obr. 5.5 Zjednodušené silové poměry na vodícím pákovém mechanismu ve statické poloze

Silové rovnice rovnováhy soustavy jsou

$$R_y - G = 0, \quad 5.1$$

$$R_z - 2F_k = 0 \quad 5.2$$

a moment sil k rotační vazbě A se vypočte

$$Gl - 2F_k b = 0. \quad 5.3$$

Síla od pneumatické pružiny F_k ve statické poloze pak je

$$F_k = \frac{Gl}{2b}, \quad 5.4$$

kde délka páky pákového mechanismu je $l = 400$ mm a výška páky pákového mechanismu $b = 200$ mm.

Potřebný přetlak v pneumatické pružině se určí podle

$$p_0 = \frac{F_k}{S_{ef}}. \quad 5.5$$

Jedna sedící osoba

Pro jednu sedící osobu se tíhová síla G_1 vypočte jako

$$G_1 = (m_S + m_B + m_O + m_K)g, \quad 5.6$$

kde hmotnost části konstrukce je $m_K = 28$ kg, tíhové zrychlení $g = 9,81$ m. s⁻².

Výsledná hodnota síly od pneumatické pružiny ve statické poloze je pak pro jednu sedící osobu $F_{k1} = 2562$ N a přetlak v jedné pneumatické pružině $p_{01} = 168521$ Pa.

Dvě sedící osoby

Pro dvě sedící osoby pak platí

$$G_2 = (m_S + m_B + 2m_O + m_K)g, \quad 5.7$$

Výsledná hodnota síly od pneumatické pružiny ve statické poloze je pro dvě sedící osoby $F_{k2} = 3298$ N a přetlak v pneumatické pružině $p_{02} = 216926$ Pa.

Pro stlačení pneumatické pružiny lze uvažovat polytropickou změnu stlačeného vzduchu podle vztahu

$$p(z)V(z)^n = \text{konst.} \quad 5.8$$

kde $p(z)$ je absolutní tlak vzduchu v závislosti na zdvihu pneumatické pružiny, $V(z)$ je objem pneumatické pružiny v závislosti na jejím zdvihu a $n = 1,4$ polytropický exponent.

Silovou charakteristiku pneumatické pružiny je možné určit ze známé závislosti efektivní plochy $S(z)$ a objemu $V(z)$ pneumatické pružiny na jejím zdvihu.

Za předpokladu polytropické změny stlačeného vzduchu pro závislost vratné síly na zdvihu pneumatické pružiny platí

$$F_v(z) = \left[(p_0 + p_a) \left(\frac{V_0}{V(z)} \right)^n - p_a \right] S(z) - p_0 S_{ef}, \quad 5.9$$

kde $p_a = 100000$ Pa značí atmosférický tlak.

Závislost efektivní plochy $S(z)$ na zdvihu pneumatické pružiny se určí podle

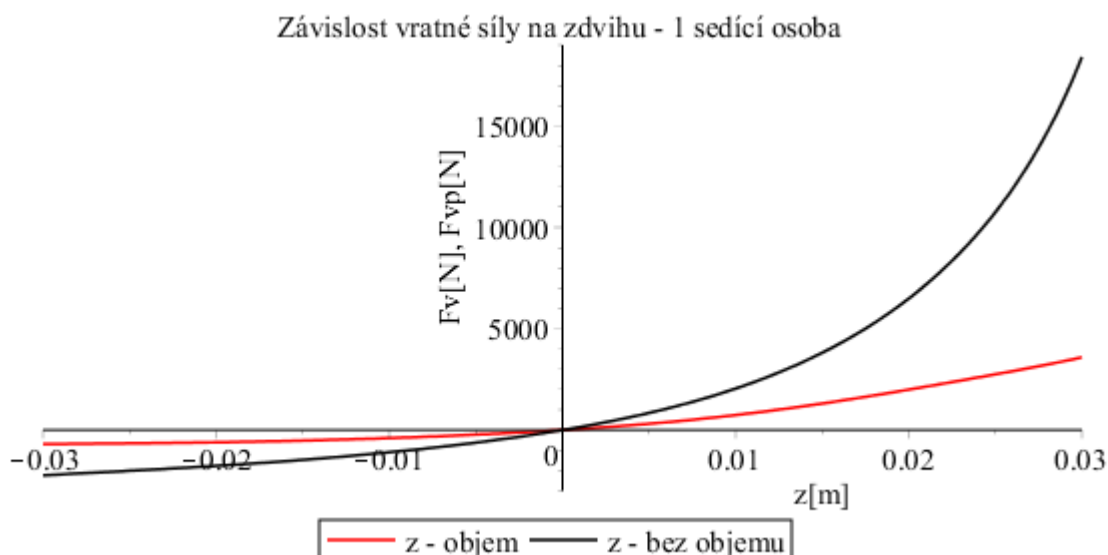
$$S(z) = S_{ef} + a_1 z + a_2 z^2 + a_3 z^3 + a_4 z^4 + a_5 z^5 + a_6 z^6 + a_7 z^7, \quad 5.10$$

kde koeficienty polynomu $a_1 - a_7$ je možné odečíst z tabulek [8]. Koeficienty polynomu jsou pro navrženou pneumatickou pružinu rovny $a_1 = 31,35$, $a_2 = -0,57$, $a_3 = 1,08$, $a_4 = -0,18$, $a_5 = -0,24$, $a_6 = 0,0026$ a $a_7 = 0,014$.

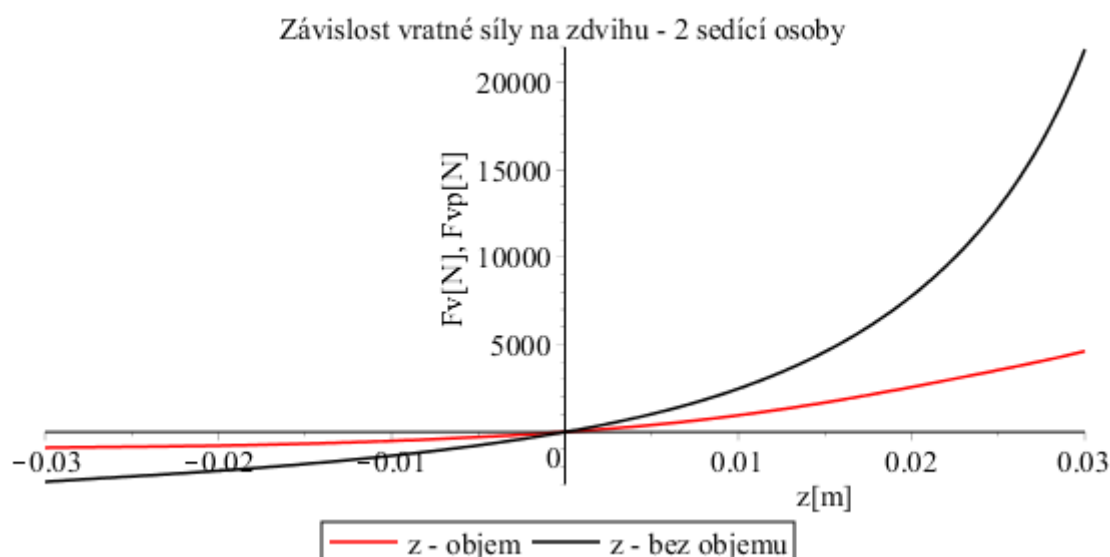
Závislost objemu $V(z)$ na zdvihu pneumatické pružiny lze získat integrací efektivní plochy podle kladného zdvihu z odpovídajícím stlačením pneumatické pružiny. Při integrační konstantě V_0 platí

$$\begin{aligned} V(z) &= V_0 - \int_0^z S(z) dz = \\ &= V_0 - S_{ef} z - \frac{1}{2} a_1 z^2 - \frac{1}{3} a_2 z^3 - \frac{1}{4} a_3 z^4 - \frac{1}{5} a_4 z^5 - \\ &\quad - \frac{1}{6} a_5 z^6 - \frac{1}{7} a_6 z^7 - \frac{1}{8} a_7 z^8. \end{aligned} \quad 5.11$$

Při užití přídatného objemu zůstává tlak v pneumatické pružině při jejím stlačení téměř konstantní, závislost vratné síly při téměř konstantním tlaku $F_{vp}(z)$ na zdvihu pneumatické pružiny odpovídá zdvihové funkci efektivní plochy. Závislosti vratné síly $F_v(z)$ a $F_{vp}(z)$ na zdvihu pneumatické pružiny jsou znázorněny na *Obr. 5.6* a *Obr. 5.7*.



Obr. 5.6 Závislost vratné síly na zdvihu pro jednu sedící osobu



Obr. 5.7 Závislost vratné síly na zdvihu pro dvě sedící osoby

Tuhost pneumatické pružiny lze získat jako derivaci vratné síly podle zdvihu

$$k(z) = \frac{dF_{vz}(z)}{dz}, \quad 5.12$$

Tuhost pneumatické pružiny ve statické poloze pak přibližně vychází $k_1 = 52373 \text{ N} \cdot \text{m}^{-1}$ pro jednu sedící osobu a $k_2 = 67416 \text{ N} \cdot \text{m}^{-1}$ pro dvě sedící osoby.

Maximální sílu od pneumatické pružiny lze určit jako

$$F_{max} = F_{vz}(z_{max}) + p_0 S_{ef}, \quad 5.13$$

kde z_{max} je maximální kladný zdvih pneumatické pružiny.

Z Obr. 5.6 a Obr. 5.7 je patrné, že síla pneumatické pružiny nabývá největších hodnot při zatížení sedadla dvěma osobami, tedy $F_{max} = F_{max2} = 7922 \text{ N}$. Tato hodnota síly však s ohledem na konstrukční zástavbu pneumatických pružin nastat nemůže.

5.1.2 Ekvivalentní součinitel tlumení

Nahrazení tlumení, způsobené Coulombovým třením ve vedení baterií, součinitelem ekvivalentního tlumení je zejména výhodné pro numerické řešení diferenciálních rovnic popisujících golfový vozík s odpruženým sedadlem s baterií jako soustavu hmot navzájem spojených pružnými a tlumícími vazbami. Coulombovo tření v takovém případě vede ke skokovým změnám zrychlení, způsobených změnou směru tlumící síly F_T při změně směru rychlosti soustavy sedadla s baterií podle vztahu

$$F_T = T \frac{\dot{x}}{|\dot{x}|}, \quad 5.14$$

kde T je třecí síla ve třecím vedení a \dot{x} rychlost kmitavého pohybu.

Linearizaci tlumení soustavy od třecí síly ve třecím vedení je možné provést pomocí ekvivalentního součinitele tlumení, který vychází z předpokladu, že zmařená energie třecího tlumiče je stejná jako viskózního tlumiče se součinitelem tlumení b_e .

Za dobu jedné periody je zmařená energie třecího tlumiče rovna

$$E_B = 4Tx_0, \quad 5.15$$

kde x_0 je amplituda kmitavého pohybu.

Zmařená energie viskózního tlumiče je pak

$$E_B = \int F_B dx, \quad 5.16$$

kde tlumící síla viskózního tlumiče se vypočte

$$F_B = b_e \dot{x}. \quad 5.17$$

Za rychlost kmitavého pohybu \dot{x} je možné dosadit

$$\dot{x} = \omega x_0 \cos(\omega t) \quad 5.18$$

a diferenciál dx je roven

$$dx = \omega x_0 \cos(\omega t) dt. \quad 5.19$$

Do rovnic 5.18 a 5.19 je možné dosadit

$$\omega t = \varphi \quad 5.20$$

a tedy

$$dt = \frac{d\varphi}{\omega}. \quad 5.21$$

Pak je možné zmařenou energii viskózního tlumiče získat jako

$$E_B = b_e \omega x_0^2 \int_0^{2\pi} \cos^2 \varphi d\varphi = b_e \omega x_0^2 \pi. \quad 5.22$$

Vyjádřením ekvivalentního součinitele tlumení z rovnic 5.15 a 5.22 vyjde

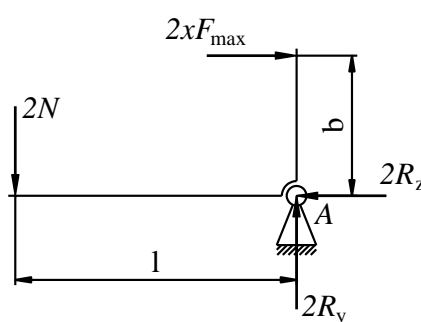
$$b_e = \frac{4T}{\pi \omega z_0}. \quad 5.23$$

Golfový vozík s odpruženým sedadlem s bateriemi je možné zjednodušeně popsat jako dvoumotovou, kinematicky buzenou soustavu se dvěma stupni volnosti. V takovém případě lze řešením diferenciálních rovnic popisujících tuto soustavu získat amplitudu výchylky kmitavého pohybu z_0 jako relativní amplitudu výchylky sedadla vůči rámu. Prakticky je však výhodné řešit ekvivalentní součinitel tlumení b_e numericky, postupnými iteracemi a porovnáním průběhu výchylky kmitavého pohybu v čase soustavy tlumené třecí silou T a soustavy tlumené tlumící silou se činitelem tlumení b_e .

Pro odhadnutou třecí sílu ve třecím vedení $T = 60 \text{ N}$ je iteračně určený ekvivalentní součinitel tlumení roven $b_e = 1521 \text{ N} \cdot \text{s} \cdot \text{m}^{-1}$.

5.1.3 Návrh ložisek

Na soudečková ložiska konstrukčního řešení působí kvazistatické zatížení, ložiska je proto možné staticky navrhnout na maximální sílu působící od pneumatických pružin F_{max} . Konstrukční řešení vykazuje vertikální rovinou symetrie a při využití této symetrie je možné zjednodušeně vypočítat radiální sílu přenášenou do ložisek podle schématického znázornění silového působení ve statické poloze zobrazeného na Obr. 5.8.



Obr. 5.8 Zjednodušené silové působení ve statické poloze při zatížení maximální silou od pneumatických pružin

Rovnice rovnováhy pak jsou

$$2R_y - 2N = 0, \quad 5.24$$

$$2R_z - 2F_{max} = 0 \quad 5.25$$

a moment sil k rotační vazbě A se vypočte

$$2Nl - 2F_{max}b = 0. \quad 5.26$$

Řešením rovnic 5.24 - 5.26 získáme neznámé hodnoty reakcí R_y , R_z a normálové síly N . Pro výslednou radiální sílu pak platí

$$R = \sqrt{R_y^2 + R_z^2}. \quad 5.27$$

Ekvivalentní statické zatížení soudečkového ložiska se vypočte podle vztahu

$$P_0 = R + Y_0 A, \quad 5.28$$

kde $A = 0$ N je axiální síla a Y_0 je součinitel zohledňující vliv axiální síly na statickou únosnost soudečkového ložiska.

Výsledná hodnota ekvivalentního zatížení soudečkového ložiska je rovna $P_0 = 8920$ N.

Vybrané soudečkové ložisko SKF s označením BS2-2205-2RS/VT143 disponuje statickou únosností $C_0 = 44$ kN. Toto soudečkové ložisko je opatřeno kontaktním těsněním, které je pro použití ložiska v navrženém konstrukčním řešení nezbytné.

Výsledná hodnota součinitele bezpečnosti s_0 při statickém zatížení se určí

$$s_0 = \frac{C_0}{P_0}, \quad 5.29$$

součinitel bezpečnosti vychází $s_0 = 4,9$.

5.1.4 Návrh přídavného objemu

K návrhu tlakové nádoby přídavného objemu pneumatických pružin jsou využity vztahy uvedené v [9]. Návrh tlakové nádoby přídavného objemu spočívá v určení minimální tloušťky stěny pláště a dna tlakové nádoby příslušné dovolenému napětí. Následně je vypočtena hodnota maximálního dovoleného přetlaku v tlakové nádobě pro zvolenou tloušťku stěny $s \geq s_{min}$. Velikost potřebného přídavného objemu pneumatických pružin lze určit z grafu uvedeného v [8], objem tlakové nádoby je $V_n = 3$ l.

Plášť tlakové nádoby

Minimální tloušťka stěny pláště tlakové nádoby přídavného objemu se určí

$$s_{p \min} = \frac{pD}{2\sigma_D K_p - p}, \quad 5.30$$

kde $p = 5$ bar je návrhový přetlak, $D = 83$ mm vnitřní průměr pláště tlakové nádoby, $K_p = 0,85$ korekční součinitel podélného svaru pláště tlakové nádoby (trubka kruhová svařovaná).

Dovolené napětí σ_D se určí jako

$$\sigma_D = \frac{Re}{k_n}, \quad 5.31$$

kde mez kluzu pro zvolený materiál EN S235JR je $Re = 235$ MPa a $k_n = 1,5$ požadovaný součinitel bezpečnosti.

Minimální tloušťka stěny pláště tlakové nádoby pak vychází $s_{p \min} = 0,16$ mm.

Maximální dovolený přetlak tlakové nádoby přídatného objemu při dovoleném napětí σ_D , lze vypočítat podle

$$p_{pD} = \frac{2\sigma_D K s_p}{D + s_p}, \quad 5.32$$

při zvolené tloušťce stěny pláště $s_p = 3$ mm vychází maximální únosný tlak $p_{pmax} = 9,3$ MPa, což je výrazně více než předpokládaný maximální tlak pneumatické pružině.

Dno tlakové nádoby

Minimální tloušťka stěny dna tlakové nádoby se vypočte

$$s_{d \min} = K_d D \sqrt{\frac{p}{\sigma_D}}, \quad 5.33$$

kde $K_d = 0,38$ je korekční součinitel koutového svaru dna tlakové nádoby.

Minimální tloušťka stěny dna tlakové nádoby vychází $s_{d \min} = 1,8$ mm.

Maximální dovolený tlak je

$$p_{dD} = \left(\frac{s_d}{K_d D} \right)^2 \sigma_D. \quad 5.34$$

Pro zvolenou tloušťku dna tlakové nádoby $s_d = 5$ mm vychází $p_{dD} = 3,9$ MPa, což je rovněž výrazně více než předpokládaný maximální tlak pneumatické pružině.

Pevnostní kontrola tlakové nádoby metodou konečných prvků

Tlakovou nádobu přídatného objemu pneumatických pružin je možné pevnostně kontrolovat metodou konečných prvků, kdy jsou vnitřní plášť a dna tlakové nádoby zatíženy vnitřním návrhovým přetlakem p při použití fixní vazby v místě spoje tlakové nádoby a konstrukce odpružení sedadla s baterií. Okrajové podmínky a výsledky pevnostní analýzy jsou znázorněny na Obr. 5.9 – Obr. 5.13.

D: Tlaková_nadoba

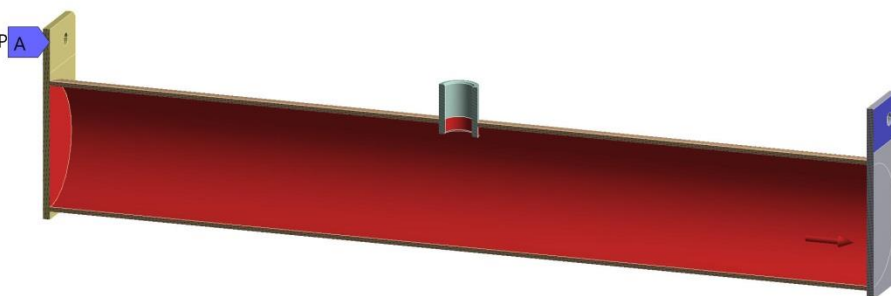
Static Structural

Time: 1, s

11.5.2018 19:21

A Fixed Support

B Pressure: 0,5 MPa



Obr. 5.9 Okrajové podmínky

D: Tlaková_nadoba

Axial Stress

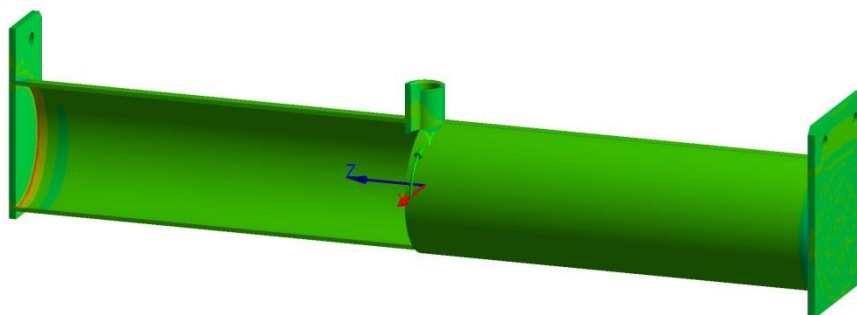
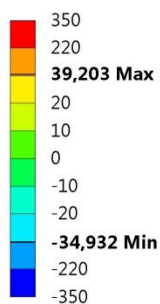
Type: Normal Stress(Z Axis)

Unit: MPa

Cylindrical Coordinate System

Time: 1

11.5.2018 19:21



Obr. 5.10 Axiální napětí

D: Tlaková_nadoba

Radial Stress

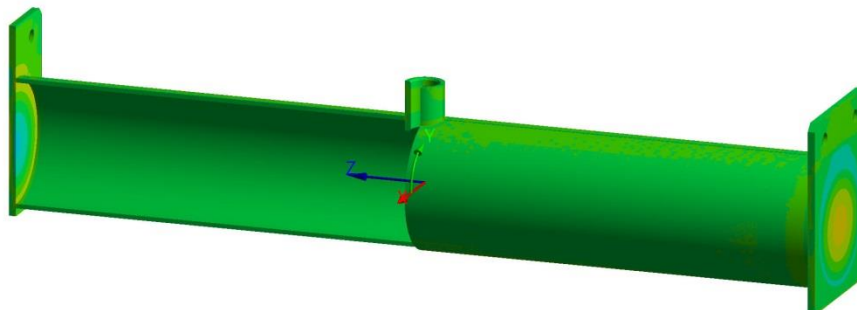
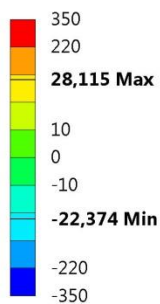
Type: Normal Stress(X Axis)

Unit: MPa

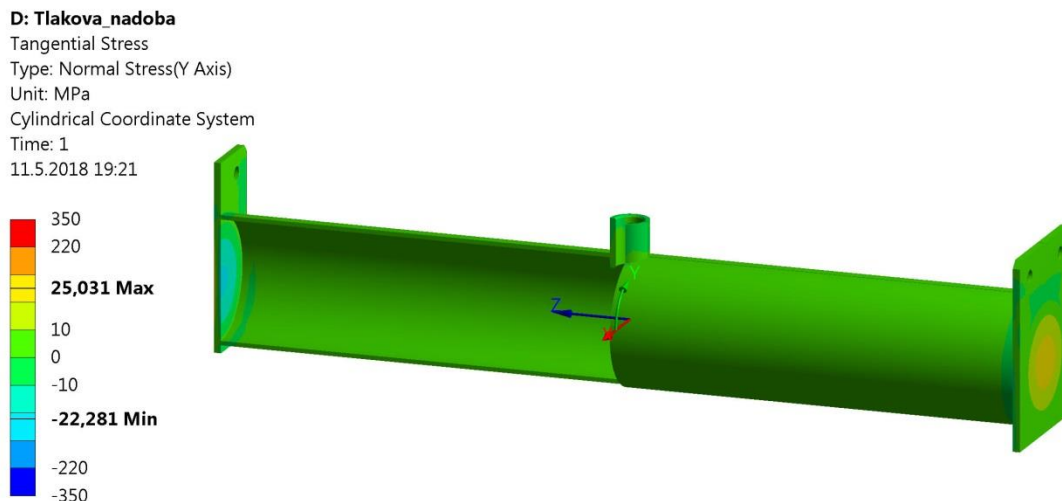
Cylindrical Coordinate System

Time: 1

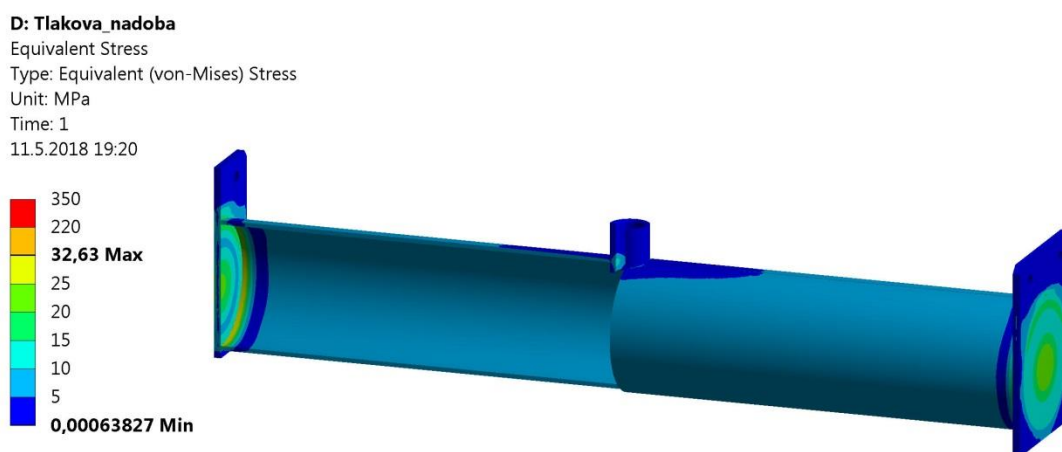
11.5.2018 19:21



Obr. 5.11 Radiální napětí



Obr. 5.12 Tečné napětí



Obr. 5.13 Ekvivalentní napětí (von Mises)

Z výsledků pevnostní kontroly zobrazené na Obr. 5.10 - Obr. 5.13 je zřejmé, že tlaková nádoba přídatného objemu pneumatických pružin pevnostně vyhovuje.

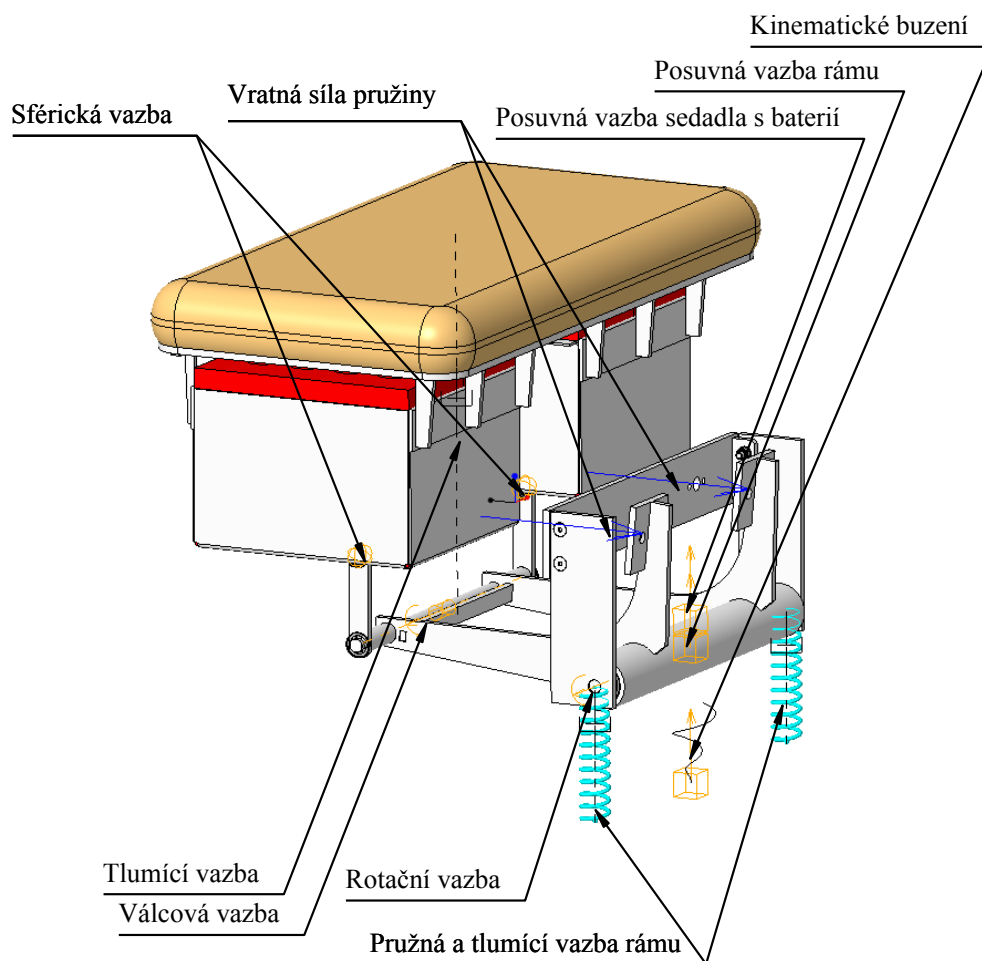
5.2 Dynamická analýza MBS

Vyhodnocení výchylky a zrychlení sedadla s baterií navrženého konstrukčního řešení je možné provést dynamickou analýzou s využitím Multibody system analýzy (MBS). MBS dynamická analýza je provedena v modulu Mechanism programu Creo Parametric. Jednotlivé součásti 3D modelu konstrukčního řešení je v takovém případě možné vzájemně spojit pomocí kinematických vazeb a tento dynamický model následně kinematicky budit referenční skokovou funkcí.

Pro pružné a tlumící vazby mezi podvozkem a rámem golfového vozíku je možné užít funkce Springs a Dampers, které umožňují vložit lineární pružinu s tuhostí k_R a lineární tlumič se součinitelem tlumení b_R . Tlumící vazbu mezi rámem golfového vozíku a

sedadlem s baterií vyvolanou třecí silou ve třecím vedení je možné nahradit funkcí Dampers při zadání ekvivalentního součinitele tlumení b_e . Pro pružnou vazbu mezi rámem golfového vozíku a sedadlem s baterií vyvolanou pneumatickými pružinami vyznačenými nelineární charakteristikou je nutné definovat sílu v závislosti na okamžité výchylce vertikální páky pákového mechanismu.

Na Obr. 5.14 jsou zobrazeny kinematické, pružné a tlumicí vazby a rovněž kinematické buzení referenční skokovou funkcí.



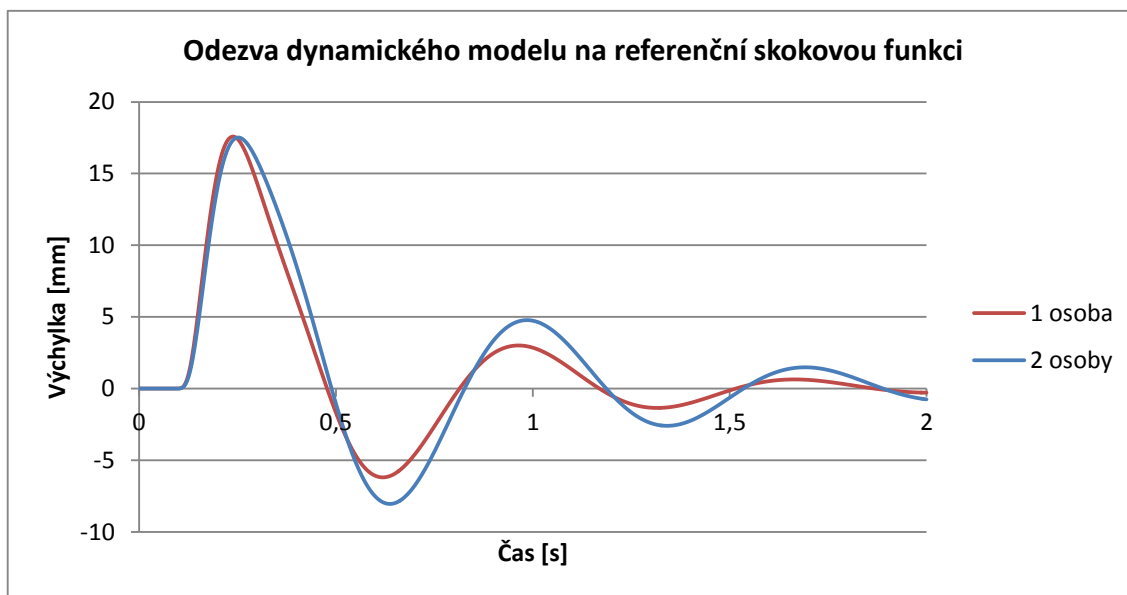
Obr. 5.14 Dynamický model

Pro sestavený dynamický model je vhodné ověřit, zda vykazuje potřebný počet stupňů volnosti. Potřebný počet stupňů volnosti vyplývá z předpokladu zjednodušeného popisu elektrického golfového vozíku jako soustavy hmot s uvažováním pouze vertikálního pohybu jednotlivých hmot. Taková soustava pak vykazuje dva stupně volnosti. Počet stupňů volnosti dynamického modelu lze určit podle vztahu:

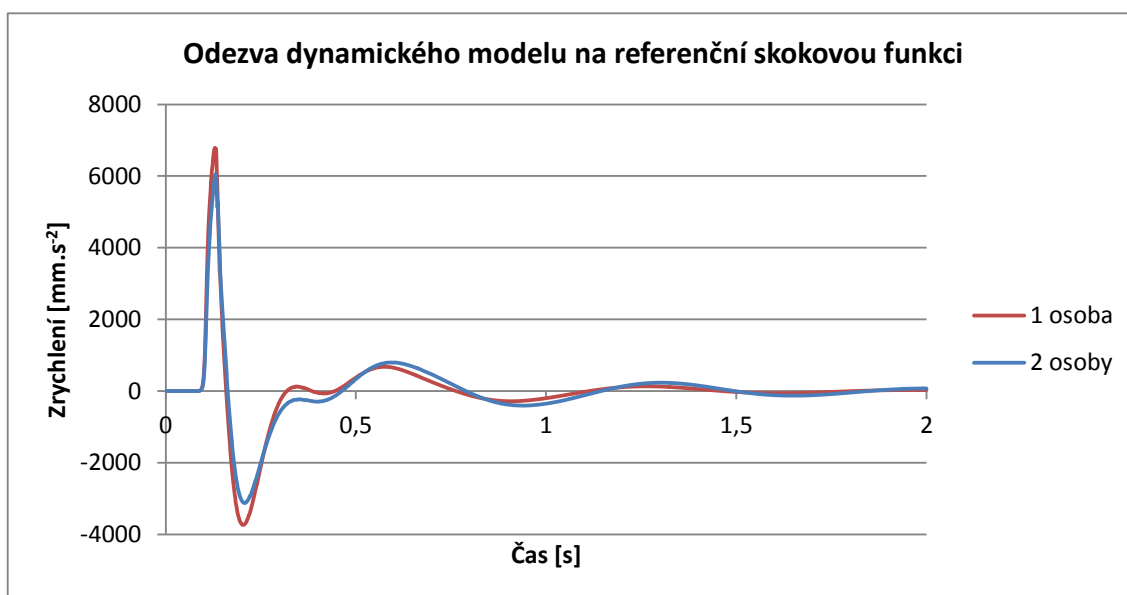
$$I = 6(c - d - 1) + \sum_{j=1}^d i_j, \quad 5.35$$

kde $c = 5$ je počet těles, $d = 5$ počet vazeb a i_j počet stupňů volnosti jednotlivých vazeb, tedy vazby rotační, válcové, sférické a dvou vazeb posuvných. Pro počet stupňů volnosti dynamického modelu pak vyjde $I = 2$.

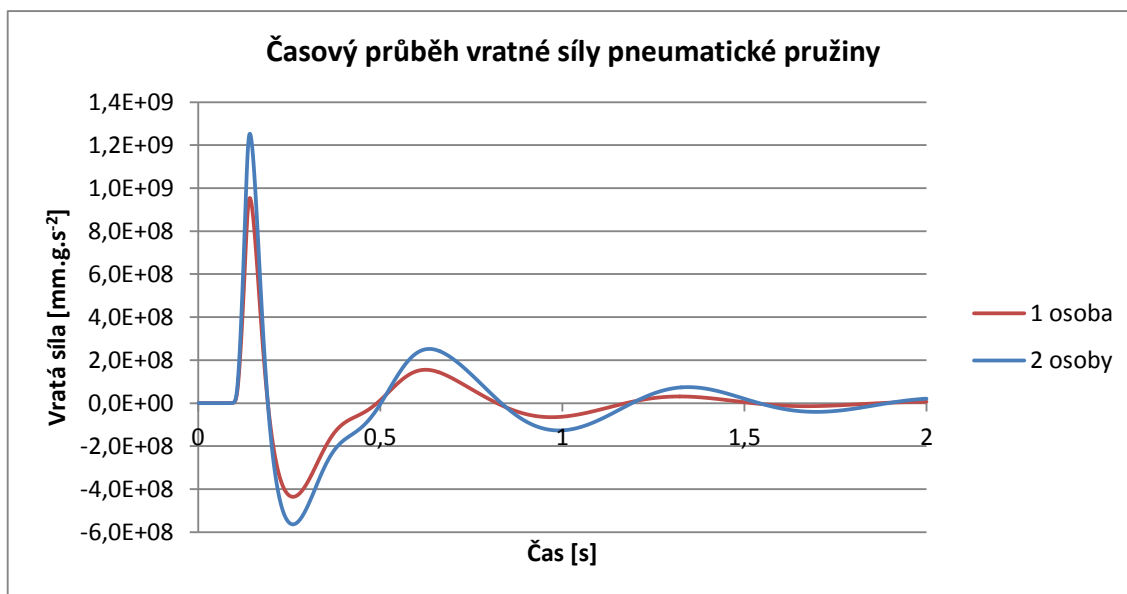
Výsledkem dynamické analýzy je porovnání odezvy sedadla s baterií dynamického modelu na referenční skokovou funkci (Obr. 5.15 a Obr. 5.16) při zatížení sedadla jednou nebo dvěma sedícími osobami. Výsledky jsou doplněny o časový průběh vratné síly pneumatické pružiny rovněž určené pro zatížení sedadla jednou nebo dvěma osobami (Obr. 5.17).



Obr. 5.15 Odezva sedadla s baterií dynamického modelu na referenční skokovou funkci – časový průběh výchylky



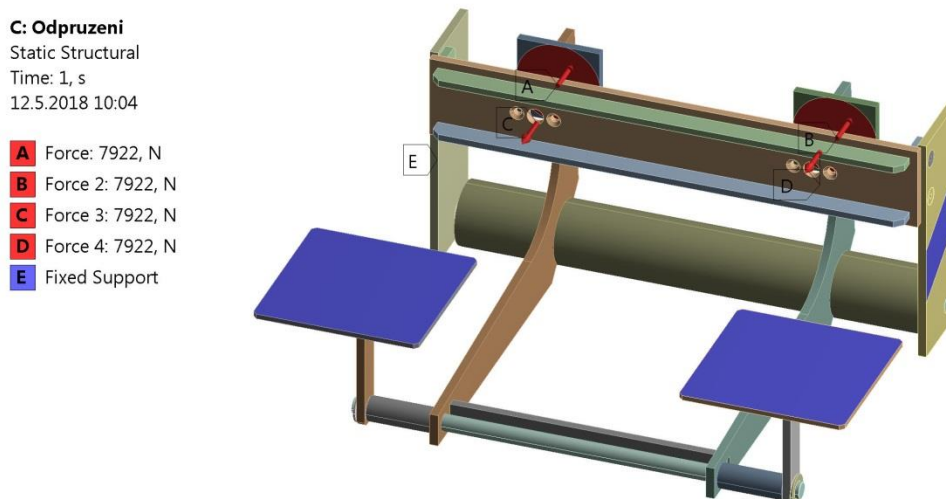
Obr. 5.16 Odezva sedadla s baterií dynamického modelu na referenční skokovou funkci – časový průběh zrychlení



Obr. 5.17 Časový průběh vratné síly pneumatické pružiny

5.3 MKP pevnostní kontrola

Pevnostní kontrola spočívá v zatížení konstrukčního řešení maximální silou od pneumatických pružin v místech jejich uložení. Tato síla je přenesena pákovým mechanismem a zachycena fixní vazbou v místě uložení baterií elektrického pohonu. Opačným směrem je síla od pneumatických pružin zachycena fixní vazbou v místě uchycení konstrukčního řešení k rámu golfového vozíku. Okrajové podmínky pevnostní analýzy jsou zobrazeny na Obr. 5.18.

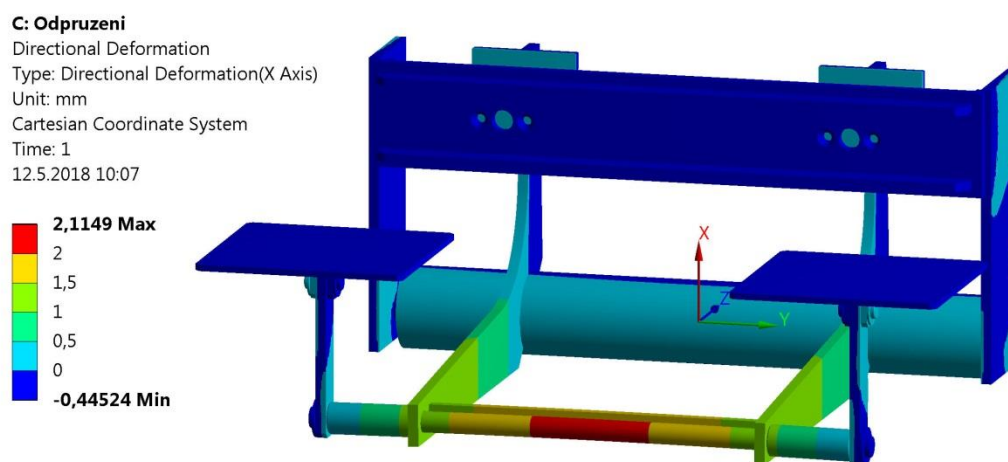


Obr. 5.18 Okrajové podmínky

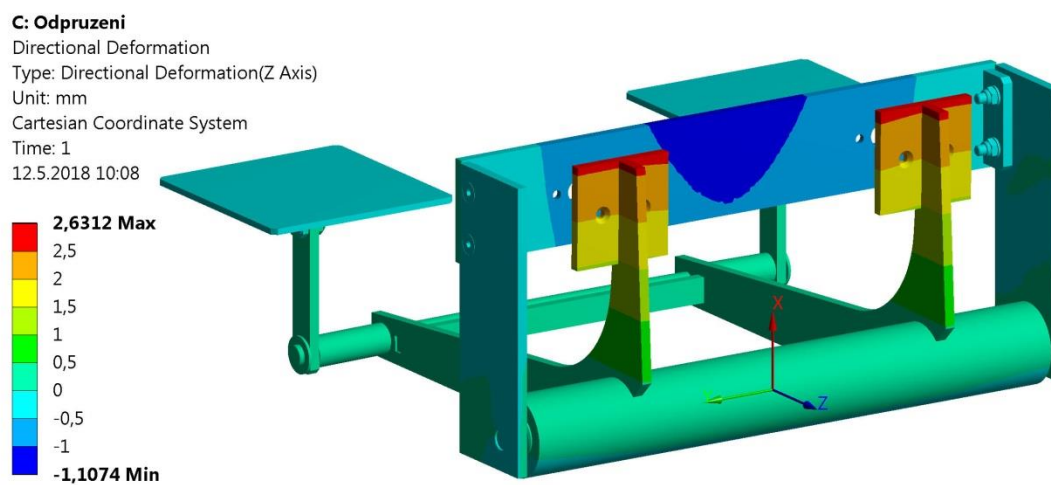
Výpočtový model využívá kontaktní vazby typu Frictional v místech otočných spojů konstrukčního řešení, tedy v čepech a soudečkových ložiskách. Kontaktní vazba typu

Frictional umožňuje těmto součástem natočení v potřebném směru s využitím koeficientu tření.

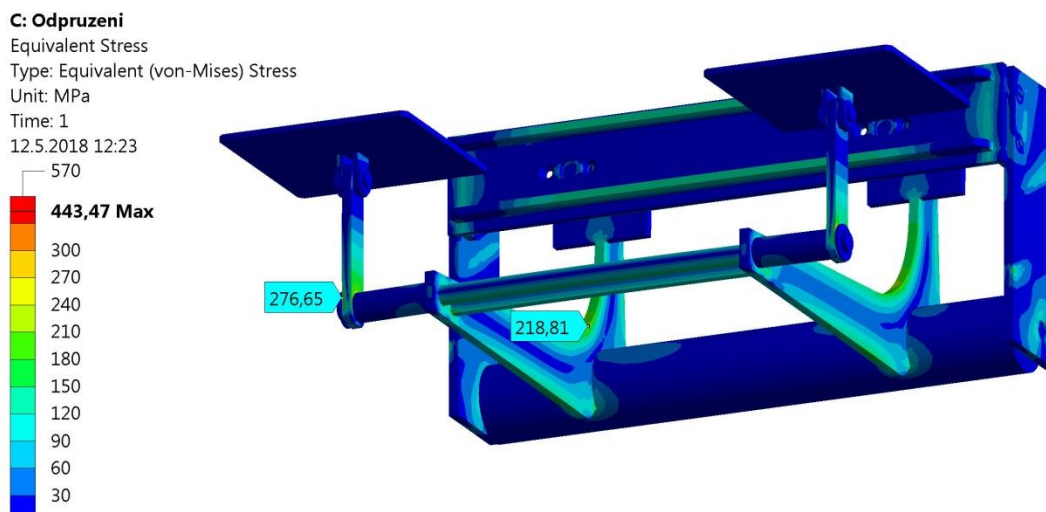
Výsledky pevnostní analýzy metodou konečných prvků jsou zobrazeny na *Obr. 5.19 - Obr. 5.22*.



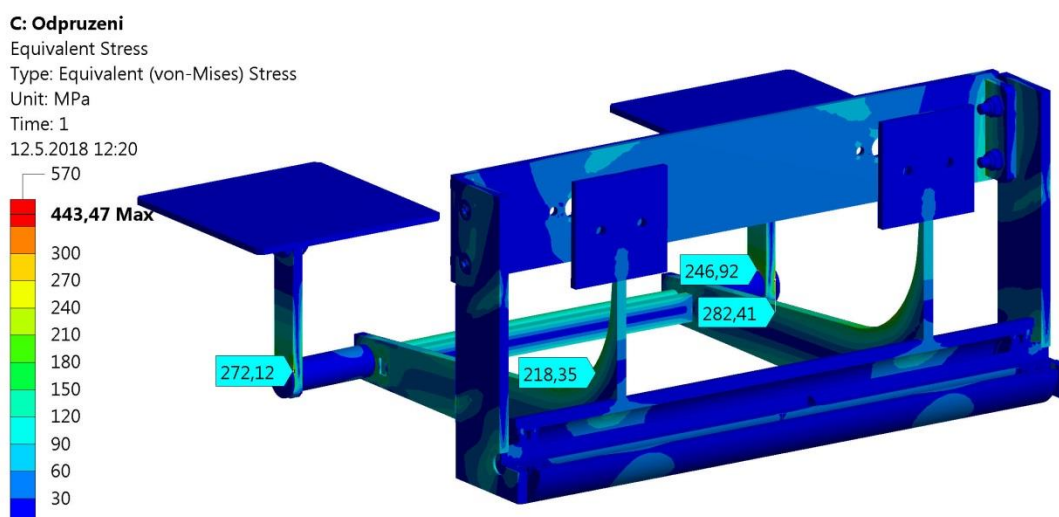
Obr. 5.19 Posunutí ve směru osy *x*



Obr. 5.20 Posunutí ve směru osy *z*



Obr. 5.21 Ekvivalentní napětí (von Mises)



Obr. 5.22 Ekvivalentní napětí (von Mises)

Při zatížení konstrukčního řešení maximální silou od pneumatických pružin je výsledky pevnostní analýzy nutné interpretovat s ohledem na skutečnost, že se tato síla díky konstrukčním dispozicím v běžném provozu nevyskytuje.

Z Obr. 5.21 a Obr. 5.22 je následně možné usoudit, že konstrukční řešení z hlediska pevnosti vyhovuje. Navržený materiál svařovaných součástí je ocel EN S355JR s minimální mezí kluzu $R_e = 355$ MPa a mezí pevnosti v tahu $R_m = 570$ MPa, pro další hlavní části konstrukčního řešení je navržena ocel EN C55 s mezí kluzu $R_e = 380$ MPa a mezí pevnosti v tahu $R_m = 650$ MPa.

Lokální maximální hodnota ekvivalentního napětí překračující mez kluzu materiálu se nachází v kontaktu pásu čepu a tyče kruhové a je zřejmě způsobena zjednodušeným bezvůlovým kontaktem typu Frictional.

6 Funkční prototyp

Podle navrženého konstrukčního řešení byl vyroben funkční prototyp. Funkční prototyp byl integrován do stávající konstrukce elektrického golfového vozíku a následně byla ověřena jeho funkce pomocí laboratorního experimentu a měření časového signálu zrychlení sedadla při jízdě golfového vozíku na nerovném terénu golfového hřiště. Funkční prototyp namontovaný do stávající konstrukce golfového vozíku je zobrazen na *Obr. 6.1.*



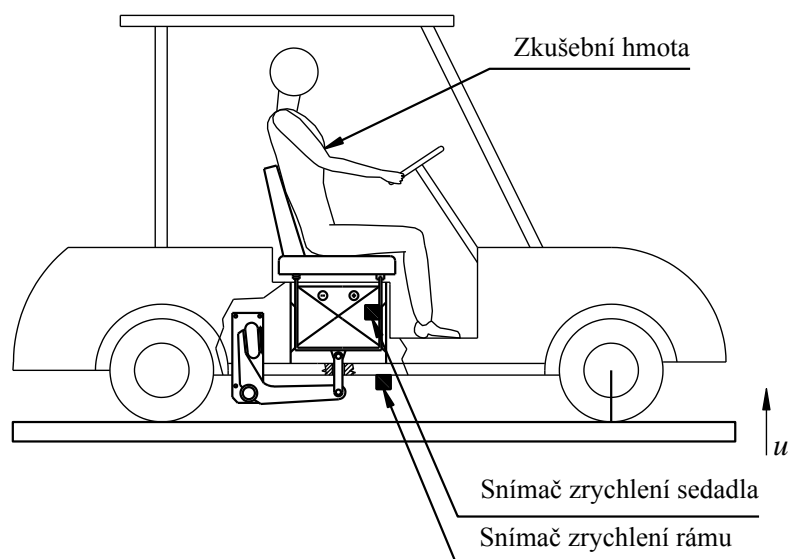
Obr. 6.1 Funkční prototyp

6.1 Vlastní frekvence sedadla

Podstatou zjištění vlastní frekvence odpruženého sedadla pevně spojeného s baterií elektrického pohonu je změření amplitudové frekvenční charakteristiky. Ze získaného průběhu amplitudové frekvenční charakteristiky lze následně usoudit na vlastní frekvence soustavy.

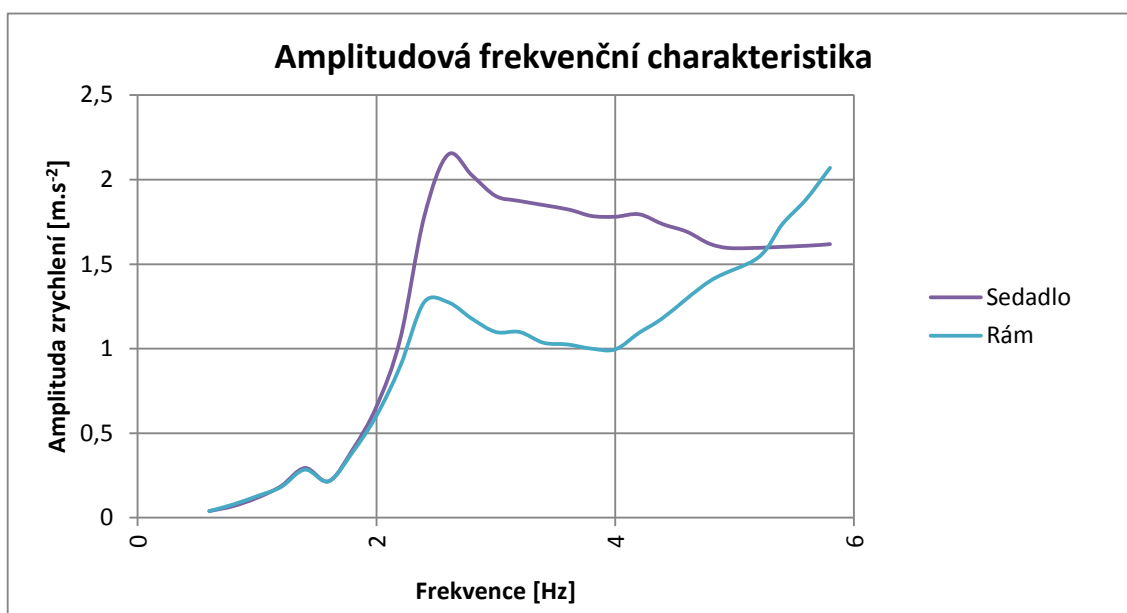
Provedení vlastního měření je zobrazeno na *Obr. 2.7* Kola elektrického golfového vozíku byla kinematicky buzena harmonickým signálem o frekvencích v rozmezí 0,6 – 5,8 Hz s krokem 0,2 Hz a s amplitudou výchylky 3 mm. Při experimentu bylo

sedadlo golfového vozíku zatíženo zkušební figurínou o hmotnosti $m_0 = 75$ kg. Při experimentu bylo měřeno i zrychlení rámu elektrického golfového vozíku jako doplňující informace o celé soustavě.



Obr. 6.2 Umístění snímačů zrychlení rámu a sedadla

Zjištěná amplitudová frekvenční charakteristika soustavy elektrického golfového vozíku je patrná z Obr. 6.3.

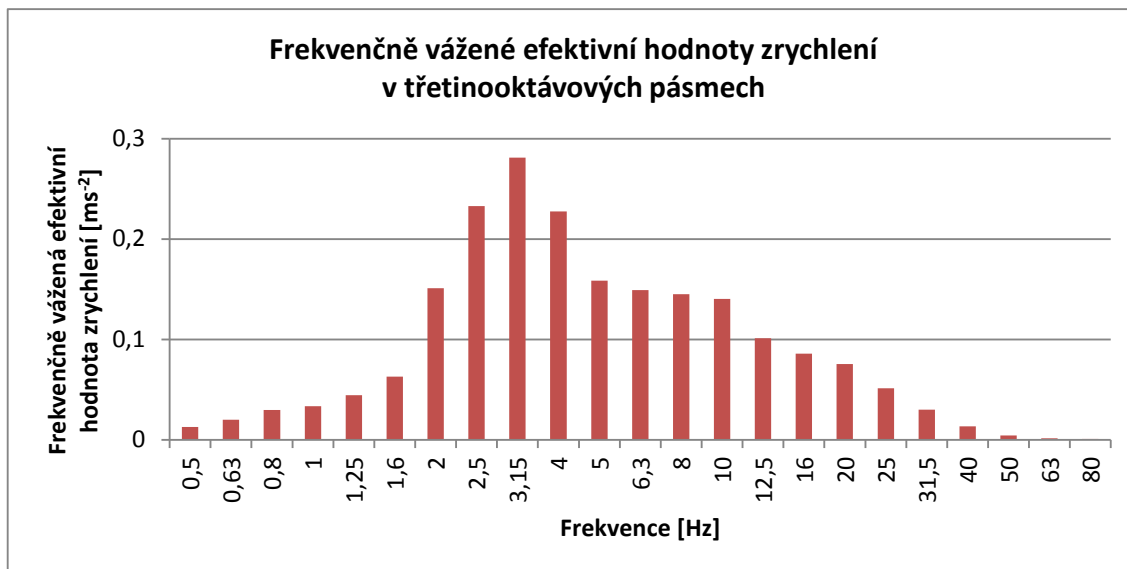


Obr. 6.3 Amplitudová frekvenční charakteristika

Vlastní frekvence sedadla získaná z amplitudové frekvenční charakteristiky je $f_s = 2,6$ Hz. Zjištěná hodnota odpovídá hodnotě vlastních frekvencí soustav při užití pneumatických pružin s přidavným objemem $V_n = 3$ l, hodnotu je možné odečíst z grafu uvedeného v [8]. Vlastní frekvence rámu golfového vozíku nebyla v měřeném frekvenčním rozsahu zachycena.

6.2 Posouzení účinků vibrací na pohodlí

Posouzení účinků vibrací na pohodlí sedící osoby je provedeno v souladu s normou [6] a je provedeno shodně s podkapitolou 2.1. Výsledné hodnoty frekvenčně vážených efektivních hodnot zrychlení v třetinooktávových pásmech jsou zobrazeny na Obr. 6.4.



Obr. 6.4 Frekvenčně vážené efektivní hodnoty zrychlení v třetinooktávových pásmech

Získané výsledné hodnoty jsou frekvenčně vážená efektivní hodnota zrychlení $a_w = 0,562 \text{ m} \cdot \text{s}^{-2}$ a činitel výkmitu $C_{\text{rest}} = 3,798$.

Podle [6] zjištěná frekvenčně vážená efektivní hodnota zrychlení a_w spadá do intervalu vibrací hodnoceného jako trochu až přijatelně nepohodlné.

V porovnání s původními hodnotami uvedenými v podkapitole 2.1 se vlivem odpružení sedadla pevně spojeného s bateriemi elektrického pohonu frekvenčně vážená efektivní hodnota zrychlení snížila téměř o 57%.

7 Ekonomické zhodnocení

V Tab. 7.1 jsou zobrazeny odhadované ceny materiálu konstrukčního řešení.

Tab. 7.1 Odhadovaná cena materiálu konstrukčního řešení

Součástka	KS	Cena za kus [Kč]	Cena [Kč]
Čep	2	12	24
Dno tlakové nádoby	2	15	30
Držák kompresoru	1	25	25
Kompresor Grammer	1	1805	1805
Ložisko BS2-2205-2RS/VT143	2	1645	3290
Nátrubek 1/2"	1	12	12
Plášť tlakové nádoby	1	175	175
Plech baterie	2	215	430
Plech boční pružiny	2	15	30
Plech čepu	2	70	140
Plech distanční	-	-	95
Plech páky	2	95	190
Plech páky pružiny	2	25	50
Plech pružiny	1	230	230
Plech sedáku	2	30	60
Plech spojovací baterie	2	11	22
Plech spojovací	1	35	35
Plech úchytu	2	110	220
Plech úchytu rámu	2	25	50
Pneumatická pružina 6x1	2	890	1780
Spojovací materiál	-	-	190
Trubka distanční	2	9	18
Trubka úchytu	1	180	180
Tyč čepu	2	28	56
Tyč páky	1	100	100
Tyč úchytu	2	250	500
Úchyt čepu	4	10	40
Úchyt sedáku	12	8	96
Výztuha	2	20	40
CELKOVÁ CENA MATERIÁLU (bez DPH)			9913

8 Závěr

Na základě provedeného průzkumu trhu a z něho vyplývajících inovačních příležitostí byl stanoven inovační záměr. Předmětem stanoveného inovačního záměru je návrh zařízení, které minimalizuje vibrace přenášené z kol golfového vozíku na sedadlo a sedící osobu.

Konstrukční řešení vibroizolačního zařízení sedadla golfového vozíku bylo realizováno v podobě funkčního prototypu a ověřeno v reálných podmínkách. Jeho podstatou je výrazné zvýšení setrvačné hmoty sedadla připojením baterií elektrického pohonu a zároveň vytvoření pružné vazby této setrvačné hmoty vůči rámu golfového vozíku. Uvedené konstrukční řešení je předmětem přihlášky vynálezu.

Z hlediska mechaniky se v případě golfového vozíku s odpruženým sedadlem jedná o dynamickou soustavu buzenou kinematicky v důsledku jízdy po nerovném povrchu golfového hřiště. V diplomové práci byly zavedeny výpočtové modely pro tři varianty možných konstrukčních řešení a jejich vibroizolační schopnosti byly navzájem porovnány zejména na základě zrychlení kmitavého pohybu sedadla. Následně byla na základě metod inovačního inženýrství zvolena varianta, která byla rozpracována do výrobní dokumentace funkčního prototypu.

Setrvačná hmota tvořená sedadlem a bateriemi elektrického pohonu je pomocí pákového vodícího mechanismu připojena pružnou a tlumící vazbou k rámu golfového vozíku. Pružná vazba je provedena pomocí dvojice pneumatických pružin napojených na kompresor, který umožňuje změnou přetlaku požadované nastavení statické výšky sedadla nezávisle na hmotnosti přepravovaných osob. Optimální tuhost pružné vazby je docílena přídavným objemem připojeným k pneumatickým pružinám. Tlumící vazba setrvačné hmoty k rámu golfového vozíku je s výhodou provedena třecím silovým účinkem ve vedení setrvačné hmoty sedadla. Nastavení optimálního třecího účinku lze provést vzájemnou horizontální polohou těžiště setrvačné hmoty a její osy relativního otáčení vůči páce vodícího mechanismu.

V diplomové práci je provedeno porovnání vibroizolačních účinků stávající konstrukce golfového vozíku a inovovaného konstrukčního řešení s přídavným vibroizolačním systémem. Vyhodnocení obou systémů bylo provedeno na základě platných norem pro posouzení pohodlí sedících osob s ohledem na působení vibrací. Měření hodnot kinematických veličin v reálných podmínkách prokázalo, že inovované konstrukční řešení, které je jedním z výsledků diplomové práce, vykazuje podstatně vyšší vibroizolační schopnosti než řešení stávající.

Seznam literatury

- [1] Club Car [online]. Dostupné z: <https://www.clubcar.com>
- [2] TEXTRON Inc. Golf car seat assembly with hip restraints. Vynálezci: Donald S. HANSON Jr., Bradley J. HANSON a Kent BRUNTZ. GB. Publication (Granted) GB 2442384 B. 11.4.2009.
- [3] Yamaha [online]. Dostupné z: <https://www.yamahagolfcar.com>
- [4] PINO, Peter. Golf cart rain cover. Vynálezci: Peter PINO. US. Publication (Granted) US 9333840 B1. 10.5.2016.
- [5] GEISLAND, C. Richard a GEISLAND, T. Kimberly. Golf cart accessory fan. Vynálezci: Richard C. GEISLAND a Kimberly T. GEISLAND. US. Publication US 2014044576 A1. 13.2.2014
- [6] ČSN ISO 2631-1. *Vibrace a rázy – Hodnocení expozice člověka celkovým vibracím – Část 1: Všeobecné požadavky*. Praha: Český normalizační institut, 1999.
- [7] BAG DEVELOPMENT s.ro. Golfový vozík s bateriovým elektrickým pohonem a sedákem. Vynálezci: Roman SVOBODA, Radka JÍROVÁ a Lubomír PEŠÍK. CZ. Přihláška vynálezu PV 2018-112. 8.3.2018.
- [8] KREJČÍŘ, Oldřich a kol. *Pružné ukládání hmot s použitím pneumatických pružin. Teorie, konstrukce, zkoušení charakteristiky pneumatických pružin*. Liberec: VŠST, 1983.
- [9] ČSN 69 0010-1.1. *Tlakové nádoby stabilní - Technická pravidla - Část 1.1: Základní část. Všeobecná ustanovení a terminologie*. Praha: Český normalizační institut, 1993.

Přílohy

A Seznam výkresové dokumentace

DP_GV	GOLFOVY_VOZIK
DP_00_00_00	ODPRUZENI
DP_00_00_01	TYC_PAKY
DP_00_00_02	TRUBKA_DISTANCNI
DP_00_00_03	PLECH_RAMU_PRAVY
DP_00_00_04	PLECH_RAMU_LEVY
DP_00_00_05	CEP
DP_00_00_06	PLECH_DISTANCNI
DP_01_00_00	PAKA_SESTAVA
DP_01_00_01	DRZAK
DP_01_01_00	UCHYT_LEVY
DP_01_01_01	PLECH_UCHYTU_LEVY
DP_01_01_02	TYC_UCHYTU_LEVA
DP_01_02_00	UCHYT_PRAVY
DP_01_02_01	PLECH_UCHYTU_PRAVY
DP_01_02_02	TYC_UCHYTU_PRAVA
DP_01_03_00	PAKA
DP_01_03_01	TRUBKA_UCHYTU
DP_01_03_02	PLECH_PAKY
DP_01_03_03	PLECH_PAKY_PRUZINY
DP_01_03_04	PLECH_SPOJOVACI
DP_01_04_00	PLECH_PRUZINY_SESTAVA
DP_01_04_01	PLECH_PRUZINY
DP_01_04_02	PLECH_BOCNI_PRUZINY
DP_01_04_03	VYZTUHA
DP_01_05_00	TLAKOVA_NADOBA
DP_01_05_01	PLAST

DP_01_05_02	DNO
DP_02_00_00	UCHYT_BATERII
DP_02_00_01	PLECH_SPOJOVACI_BATERIE
DP_02_00_02	UCHYT_SEDAKU_1
DP_02_00_03	UCHYT_SEDAKU_2
DP_02_00_04	PLECH_SEDAKU_1
DP_02_00_05	PLECH_SEDAKU_2
DP_02_00_06	PLECH_BATERIE
DP_03_00_00	UCHYT_CEPU_SESTAVA
DP_03_00_01	TYC_CEPU
DP_03_01_00	UCHYT_CEPU_SVARENEC
DP_03_01_01	UCHYT_CEPU
DP_03_01_02	PLECH_CEPU

B Obsah přiloženého CD

Text diplomové práce

- diplomova_prace_2018_Radka_Jirova.pdf
- kopie_zadani_diplomova_prace_2018_Radka_Jirova.pdf

Výkresová dokumentace

- 40 kusů výrobních výkresů ve formátu .pdf